

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



**FEUP**

Projeto de Inovação de *Stacker* Elétrico  
1500 kg / 3,5 m

Susana Cristina Ferreira Fernandes

Dissertação / Relatório de Projeto realizado no âmbito do Mestrado Integrado  
em Engenharia Mecânica

Major (Projeto e Construções Mecânicas)

Orientadores:

Prof. Doutor José Luís Soares Esteves (FEUP)

Prof. Doutor Paulo Manuel Salgado Tavares de Castro (FEUP)

Engenheiro Paulo Alexandre Ferreira Soares (Transporel Lda.)

Junho de 2013

© Susana Cristina Ferreira Fernandes, 2013

# Resumo

A empresa Transporel - Sociedade de Equipamentos de Elevação e Transporte Lda., pretende o estudo e desenvolvimento de um veículo industrial elétrico, mais concretamente um *Stacker*, com características inovadoras ao nível da mobilidade.

O equipamento é destinado ao empilhamento de mercadorias, com capacidade de carga máxima de 1500 kg e capacidade máxima de elevação útil de 3,5 m.

Através do Projeto de Construções Mecânicas, foram dimensionados os diferentes componentes da estrutura metálica e do sistema hidráulico de acordo com as cargas e movimentos pretendidos para o *Stacker*.

Os sistemas de segurança e controlo, as baterias, os acessórios elétricos, bem como outros componentes constituintes do *Stacker*, foram selecionados em fabricantes da especialidade com base nos requisitos técnicos pretendidos.

No projeto são consideradas as Normas Portuguesas, Europeias e Internacionais respeitantes a veículos industriais da especialidade.

**Palavras-chave:** *Stacker*; veículos industriais; sistemas de elevação e transporte de cargas.





# Abstract

*The company Transporel - Society of Transportation and Lifting Equipment Ltd., aims to study and develop an industrial electric vehicle, specifically a Stacker with innovative characteristics in mobility.*

*The equipment is intended for stacking of goods, with maximum load capacity of 1500 kg and a useful maximum lift capacity of 3,5 m.*

*Through Project Mechanical Constructions, were sized different components of the framework and the hydraulic system according to the loads and movements intended for the Stacker.*

*Security systems and control, batteries, electrical accessories and other components constituting the Stacker were selected manufacturers of specialty based on technical requirements intended.*

*In the project were considered the Portuguese, European and International Standards relating to specialty vehicles.*

**Key Words:** *Stacker, industrial trucks, lift vehicles.*



# Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todos aqueles que contribuíram de forma direta e indireta para esta Dissertação.

Ao meu orientador da empresa “Transporel”, o engenheiro Paulo Soares, pela ideia e conceito deste projeto, pela liberdade, autonomia e confiança depositadas no meu trabalho, sobretudo nos momentos de decisão e soluções enveredadas.

Ao Dr. Silvano pelo apoio na desmontagem de equipamentos de natureza similar que me permitiram estabelecer padrões de referência.

Ao Dr. Oliveira pela oportunidade de emprego facultada.

Aos meus orientadores da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, o Prof. Doutor José Luís Soares Esteves e o Prof. Doutor Paulo Manuel Salgado Tavares de Castro, pela disponibilidade, pelo apoio técnico e pelas diligências para aquisição, pela FEUP, das normas ISO, EN e NP, indispensáveis ao desenvolvimento deste projeto.

À empresa EFACEC S.A. (divisão de Transportes), em especial ao seu Diretor, o engenheiro Pedro Moreira da Silva, pelo apoio ao nível dos sistemas inovadores de carregamento de baterias, bem como ao seu parceiro de negócio, a empresa japonesa *HitachiChemical* (fabricante de baterias), neste processo representada pelo engenheiro Yasuyuki Watanable.

Ao engenheiro Ruben Vieira da empresa Gustavo Cudell Lda., pelo apoio na seleção dos componentes do circuito hidráulico.

À minha irmã, ao “Inhas” e aos meus pais, por todo o apoio ao longo do curso.



*Não saber é ruim;  
Não querer saber é pior.*

Provérbio Nigeriano



# Índice

<b>CAPÍTULO 1 .....</b>	<b>1</b>
1. Enquadramento e motivação.....	1
<b>CAPÍTULO 2 .....</b>	<b>3</b>
2. Apresentação da empresa .....	3
<b>CAPÍTULO 3 .....</b>	<b>9</b>
3. Pesquisa e desenvolvimento .....	9
3.1 Tipos de equipamentos industriais para transporte e elevação de carga .....	9
3.2 Estado da arte.....	21
<b>CAPÍTULO 4 .....</b>	<b>25</b>
4. Normas, recomendações e legislação aplicável.....	25
4.1 Diretiva Máquinas - Decreto-lei n.º103/2008 de 24 de Junho .....	25
4.2 Normas aplicáveis .....	30
<b>CAPÍTULO 5 .....</b>	<b>31</b>
5. Anteprojeto: Fases de desenvolvimento .....	31
5.1 Fundamentação .....	31
5.2 Escolha do tipo de palete e estabelecimento das dimensões dos garfos .....	32
5.3 Estudo da manobrabilidade e da capacidade de elevação .....	38
<b>CAPÍTULO 6 .....</b>	<b>51</b>
6. Projeto mecânico: Memória de cálculo, descritiva e justificativa.....	51
6.1 Escolha das guias dos mastros-colunas e rolantes para o sistema de elevação .....	51
6.2 Verificação da estabilidade das guias <i>Winkel</i> .....	59
6.3 Avaliação da deformação na estrutura constituída pelos mastros de elevação .....	76
6.4 Rodízios dos garfos da base de apoio .....	77
6.5 Garfos da base de apoio ou pernas do <i>Stacker</i> .....	91
6.6 Carro porta-garfos.....	92
6.7 Correntes e acessórios de fixação .....	96
6.8 Barra de direção, roda de tração, <i>chassis</i> e acessórios.....	109

<b>CAPÍTULO 7 .....</b>	<b>117</b>
<b>7. Projeto hidráulico: Memória de cálculo, descritiva e justificativa .....</b>	<b>117</b>
7.1 Introdução .....	117
7.2 Esquema hidráulico .....	118
7.3 Cilindros hidráulicos de simples efeito .....	122
7.4 Bomba hidráulica de engrenagens externas .....	128
7.5 Motor elétrico .....	130
7.6 Reservatório de óleo hidráulico .....	132
7.7 Filtros .....	134
7.8 Óleo hidráulico .....	136
7.9 Acoplamento entre o depósito e o motor elétrico .....	136
7.10 Grupo hidráulico principal .....	136
7.11 Válvula anti rebentamento ou válvula paraquedas (Vp) .....	137
7.12 Válvula direcional 2/2 de montagem em linha (Vd2) .....	138
7.13 Válvula direcional 2/2 de cartucho (Vd1) .....	138
7.14 Válvula de sequência de montagem em linha (Vs) .....	139
7.15 Válvula reguladora de caudal compensada (Vc) .....	139
7.16 Válvula de retenção (Vr) .....	140
7.17 Válvula limitadora de pressão de montagem em linha (Vm) .....	140
7.18 Encanamentos flexíveis .....	141
7.19 Comando manual: <i>Joystick</i> .....	142
7.20 Conclusões .....	143
<b>CAPÍTULO 8 .....</b>	<b>145</b>
<b>8. Projeto elétrico e de sistemas de controlo: Memória de cálculo, descritiva e justificativa .....</b>	<b>145</b>
8.1 Baterias de tração .....	145
8.2 Conector da bateria e carregador exterior .....	151
8.3 Ligação e Corte geral de corrente por chave .....	152
8.4 Comandos da pegadeira e controladores instalados .....	153
8.5 Controlador de velocidade .....	159
<b>CAPÍTULO 9 .....</b>	<b>161</b>
<b>9. Manual de operação: normas de segurança para utilização do <i>Stacker</i> .....</b>	<b>161</b>
<b>CAPÍTULO 10 .....</b>	<b>165</b>
<b>10. Notas finais: Possíveis modificações e desenvolvimentos futuros .....</b>	<b>165</b>
<b>BIBLIOGRAFIA PRINCIPAL .....</b>	<b>167</b>
<b>BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR .....</b>	<b>171</b>



# Lista de figuras

Figura 1 - Logotipo da empresa “Transporel” e correspondente localização [1].	3
Figura 2 - Organigrama da empresa “Transporel”.	4
Figura 3 - Plataformas e mesas elevatórias: Logotipos das principais marcas [2].	6
Figura 4 - Tecnologias de elevação: Logotipos das principais marcas [2].	6
Figura 5 - Empilhadores e porta-paletes: Logotipos das principais marcas [2].	6
Figura 6 - Andaimos e outros: Logotipos das principais marcas [2].	7
Figura 7 - (à esquerda): Desenho de empilhador elétrico, [3];	10
Figura 8 - Algumas classes de veículos e respetivo código de elevação (exclusivamente com garfos tipo forquilha para encaixe em paletes), [3].	10
Figura 9 - (à esquerda) Desenho de porta-paletes manual, [6]; (à direita) foto de porta-paletes, [4].	11
Figura 10 - (à esquerda) Desenho de <i>Stacker</i> manual, [7]; (à direita) Foto de <i>Stacker</i> manual, [8].	12
Figura 11 - (à esquerda) Desenho de <i>Stacker</i> electro manual, [6]; (à direita) Foto de <i>Stacker</i> electro manual, <i>TX12 Pramac</i> , [1].	12
Figura 12 - (à esquerda) Desenho de <i>Stacker</i> elétrico - classe III, Cód.6, [6];	13
Figura 13 - Veículo Classe I - Código 1: (à esquerda) Desenho - “ <i>Counterbalanced Rider Type, Stand Up</i> ” [3]; (à direita) - Foto de veículo marca <i>CROWN</i> [9].	14
Figura 14 - Veículo Classe I - Código 4: (à esquerda) Desenho - <i>Three wheel electric trucks, sit-down</i> [3]; (à direita) - Foto de veículo marca <i>MITSUBISHI</i> [10].	14
Figura 15 - Veículo Classe I - Código 5: (à esquerda) Desenho: <i>Counterbalanced Rider Type, Cushion Tires, Sit Down</i> [3]; (à direita) - Foto de veículo marca <i>Liftrus</i> [11].	14
Figura 16 - Veículo Classe I - Código 6: (à esquerda) - Desenho: <i>Counterbalanced Rider, Pneumatic Tire, Sit Down (high platform)</i> [3]; (à direita) - Foto de veículo da marca <i>NISSAN</i> [12].	15
Figura 17 - Veículo Classe II - Código 1: (à esquerda) - Desenho: <i>High Lift Straddle</i> [3]; (à direita) - Foto de veículo marca <i>MITSUBISHI</i> [13].	15
Figura 18 - Veículo Classe II - Código 2: (à esquerda) - Desenho: <i>Order Picker</i> [3] (à direita) - Foto de <i>Order Picker</i> marca <i>RAYMOND</i> [14].	16
Figura 19 - Veículo Classe II - Código 3: (à esquerda) - Desenho: <i>Reach Type Outrigger</i> [3]; (à direita) - Foto de veículo da marca <i>RAYMOND</i> [14].	16
Figura 20 - Veículo Classe II - Código 4: (à esquerda) - Desenho [3] e foto de “ <i>Side Loaders Trucks</i> ” marca <i>FIORA</i> [15]; (ao centro) - Desenho [3] e foto de “ <i>Turrent Trucks</i> ” marca <i>JUNGHEINRICH</i> [16]; (à direita) - Desenho [6] e Foto de “ <i>Swing Mast and Convertible Turrent/Stock Pickers</i> ” marca <i>JUNGHEINRICH</i> [16].	17
Figura 21 - Veículo Classe II - Código 6: “ <i>Rider seated low lift pallet truck</i> ”; (à esquerda) - Desenho porta-paletes elétrico [17]; (à direita) - Foto de porta-paletes elétrico marca <i>FU-X / FS-X STILL</i> , [18].	17
Figura 22 - Veículo Classe II - Código 6: “ <i>Low Lift Plataforma</i> ”; (à esquerda) - Desenho de plataforma com motor elétrico [19]; (à direita) - Foto de plataforma com motor elétrico marca <i>HUBTEX</i> [20].	18
Figura 23 - Veículo Classe III - Código 1: “ <i>Low Lift Plataforma</i> ”; (à esquerda) - Desenho de plataforma baixa para condutor apeado [19]; (à direita) - Foto de plataforma baixa para condutor apeado [21].	18
Figura 24 - Veículo Classe III - Código 2: “ <i>Low Lift Pallet</i> ”; (à esquerda) - Desenho porta-paletes elétrico [19]; (à direita) - Foto de porta-paletes elétrico marca <i>CLARK</i> [22].	18
Figura 25 - Veículo Classe III - Código 3: <i>Tractors (Draw Bar Pull Under 999 lbs)</i> ; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto de rebocador de carga da marca <i>JUNGHEINRICH</i> [16].	19

Figura 26 - Veículo Classe III - Código 4: “ <i>Low Lift Walkie/center control</i> ”; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto, veículo marca <i>LiftsRus</i> [11].	19
Figura 27 - Veículo Classe III - Código 5: “ <i>Reach Type Outrigger</i> ”; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto de veículo da Série <i>SHR 5500</i> da marca <i>CROWN</i> [9].	19
Figura 28 - Veículo Classe III - Código 6: “ <i>High Lift Straddle</i> ”; (à esquerda) Desenho [19]; (à direita) - Foto de “ <i>Straddle Stacker Truck</i> ”, modelo <i>MSW-E</i> marca <i>Yale</i> [23].	20
Figura 29 - Veículo Classe III - Código 7: “ <i>High Lift Counterbalanced</i> ”; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto de veículo modelo <i>W30ZC</i> marca <i>HYSTER</i> [24].	20
Figura 30 - Veículo Classe III - Código 8: “ <i>Low Lift Walkie/Rider Pallet</i> ”; (à esquerda) - Desenho [3]; (à direita) - Foto de porta-paletes elétrico com plataforma de condutor apeado marca <i>TOYOTA</i> [25].	20
Figura 31 - (à esquerda): Desenho esquemático em vista superior de empilhador, com representação do triângulo de estabilidade; (à direita): Desenho esquemático de empilhador com carga em posição elevada, com posição de centro de gravidade [26].	22
Figura 32 - Desenho esquemático de <i>Stacker</i> elétrico de baixa capacidade de carga e elevação; a) Vista lateral - visibilidade através do posto de condução apeado; b) Vista superior - visibilidade através do posto de condução apeado; c) Vista lateral - funcionalidades e posições da pegadeira; d) Vista superior - posições de manobrabilidade; [9].	23
Figura 33 - Símbolo de marcação «CE», cujas proporções devem ser respeitadas em caso de ampliação ou redução - Conf. DL N.º 103/2008.	25
Figura 34 - Modelos de paletes de madeira - inscritas em circunferência para <i>Stacker</i> [27].	33
Figura 35 - Fotografia de <i>Euro-Palette</i> 144 x 800 x 1200 mm, [28].	34
Figura 36 - Marcas sobre paleta homologada, [28].	34
Figura 37 - Paleta Eco E5 (3R-OP) - <i>Rotom Ref.:28878</i> , [28].	35
Figura 38 - Extremidade dos garfos da estrutura porta-carga.	36
Figura 39 - (em cima) Folgas parciais entre a estrutura porta-garfos e as entradas da paleta na posição “totalmente encaixada” para a <i>Euro Palette</i> e a <i>Eco Palette</i> ; (em baixo) folgas parciais na posição de apontamento dos garfos para encaixe nas referidas paletes.	37
Figura 40 - Dimensões dos garfos para encaixe nas paletes.	37
Figura 41 - Desenho esquemático de colocação da carga, em altura, sobre prateleira com recurso a um <i>Stacker</i> convencional.	38
Figura 42 - Acondicionamento da carga sobre <i>Rack</i> : (à esquerda) <i>Rack</i> sem paleta; (à direita) <i>Rack</i> com paleta; [31].	39
Figura 43 - (à esquerda) Armazém; (à direita) Geometria da estrutura de um <i>rack</i> para empilhamento de paletes, com dimensões em milímetros, [32].	39
Figura 44 - Foto de veículo da marca <i>Bendi</i> com estrutura contrabalançada para condutor apeado; [33].	40
Figura 45 - Vista de cima: <i>Stacker</i> marca <i>Lifter</i> , série <i>LX16/35 Duplex</i> , [1].	41
Figura 46 - (à esquerda) - Foto de rolete em <i>Nylon</i> : marca <i>Gayner</i> , <i>Blickle</i> ; [34]; (à direita) - Foto das pernas de apoio da base dos garfos de um <i>Stacker</i> , tipo <i>LX16/35</i> da marca <i>Lifter</i> .	41
Figura 47 - (à esquerda) Desenho de rolamento de apoio esférico [35]; (ao centro e à direita) Imagens do Catálogo <i>Omnitrack</i> , [36].	42
Figura 48 - Vista geral do rodízio projetado.	42
Figura 49 - Esboço: Vista principal e vista superior do <i>Stacker</i> em posição de funcionamento.	43
Figura 50 - Estudo da manobrabilidade do <i>Stacker</i> articulado em função da largura de corredor mínima (1,5 m).	44
Figura 51 - Estudo da manobrabilidade do <i>Stacker</i> em transição de corredores com 1,5 m.	45
Figura 52 - Raio mínimo de articulação do <i>Stacker</i> .	45
Figura 53 - Pormenores de instalação de cilindros hidráulicos para elevação da estrutura principal do <i>Stacker</i> .	46
Figura 54 - Esboço do <i>Stacker</i> sobre diferentes inclinações de pavimento.	47
Figura 55 - a) Análise de Estabilidade: <i>Stacker</i> sobre rampa; b) Condições de estabilidade [37]; c) Triângulo de estabilidade.	48
Figura 56 - Esboço de referência para desenvolvimento do projeto.	50
Figura 57 - Cálculo da força radial estática máxima, [39].	52
Figura 58 - Desenho da secção do perfil <i>Winkel 3018 NbV</i> e correspondente tabela de propriedades mecânicas e geométricas, [39].	53

Figura 59 - Desenho da secção do perfil <i>Winkel 3019 NbV</i> e correspondente tabela de propriedades mecânicas e geométricas, [39].	53
Figura 60 - Estrutura do Porta-garfos com rolantes <i>Winkel Ref.: 4.075</i> .	54
Figura 61 - (à esquerda) Vista geral do mastro-guia e carro porta-garfos; (1) e (2) recomendações; (à direita) Corte paralelo à secção da guia na posição de montagem.	55
Figura 62 - (à esquerda) perspectiva explodida do rolamento axial ajustável <i>Winkel</i> ; (à direita) desenho em corte com as principais dimensões, [39].	56
Figura 63 - Vista de cima - Guiamentos na posição de funcionamento (com platibandas de topo ocultas).	58
Figura 64 - Perspetiva do encaixe das guias de elevação (com platibandas de topo ocultas).	58
Figura 65 - Corte C-C: Diagrama de cargas, sob a forma de diagrama de corpo livre global.	59
Figura 66 - Solicitações na estrutura do carro porta-garfos.	61
Figura 67 - DCLP correspondente à estrutura do carro porta-garfos e respetivos Diagramas de solicitações internas.	62
Figura 68 - Solicitações na estrutura das guias interiores do mastro.	63
Figura 69 - 2.º DCLP correspondente ao conjunto das duas guias interiores do mastro e respetivos Diagramas de solicitações internas.	64
Figura 70 - Solicitações na estrutura das guias intermédias do mastro.	65
Figura 71 - 3.º DCLP correspondente ao conjunto das duas guias intermédias do mastro e respetivos Diagramas de solicitações internas.	66
Figura 72 - Solicitações na estrutura das guias exteriores do mastro.	67
Figura 73 - 4.º DCLP correspondente ao conjunto das duas guias exteriores do mastro e respetivos Diagramas de solicitações internas.	68
Figura 74 - Solicitações na estrutura das pernas da base dos garfos.	69
Figura 75 - DCLP correspondente à estrutura das pernas da base dos garfos de apoio e respetivos Diagramas de solicitações internas.	70
Figura 76 - Carga posicionada no centro geométrico da estrutura de suporte dos garfos à cota $a=620$ mm e na posição $H=3500$ mm.	72
Figura 77 - Carga posicionada na extremidade dos garfos à cota $a_{lim}=1273$ mm e na posição $H=3500$ mm.	74
Figura 78 - (à esquerda) Desenho da estrutura principal de elevação com palete e carga em posição limite de apoio; (à direita) Pormenor do referido posicionamento da carga.	75
Figura 79 - Dados técnicos do rolamento <i>INA FAG NKIB 5902</i> , retirados da página de catálogo do fabricante, [40].	78
Figura 80 - Desenho do rolo em corte com rolamentos <i>INA FAG NKIB 5902</i> .	79
Figura 81 - Gráfico Normal de Utilização: Fração de tempo $q$ (%) vs Rotação $n$ (rpm).	80
Figura 82 - Quadro “Load case” da calculadora <i>INA/FAG</i> , [40].	83
Figura 83 - Dados técnicos da massa lubrificante <i>Aralub 4034 (ISO 6743-9)</i> , [41].	84
Figura 84 - Quadro “Search criteria” da calculadora <i>INA/FAG</i> , [40].	85
Figura 85 - Quadro “Description” da calculadora <i>INA/FAG</i> , [40].	85
Figura 86 - Rolamento <i>SKF</i> de quatro pontos de contato, Ref.: <i>QJ 203 N2 MA</i> .	86
Figura 87 - (à esquerda) Desenho de rolamento <i>SKF</i> de contato em 4 pontos <i>QJ 203 N2 MA</i> [42]; (à direita) Corte do rodízio e respetivas solicitações.	87
Figura 88 - Substituição do $M_{méd}$ pelo binário $(+F_{mom}; -F_{mom})$ .	88
Figura 89 - Dados técnicos retirados do catálogo <i>SKF</i> para o rolamento <i>QJ 203 N2MA</i> , [42].	89
Figura 90 - Desenho da estrutura dos garfos da base, com carro porta-garfos na posição elevada.	91
Figura 91 - (Perspetiva pelo lado posterior) - Estrutura do carro porta-garfos.	94
Figura 92 - (Perspetiva do lado frontal) - Estrutura do carro porta-garfos.	94
Figura 93 - (em cima): vista em perspetiva da extremidade dos garfos móveis do <i>Stacker</i> e pormenor de soldadura; (em baixo): vista planificada da chapa da estrutura do garfo.	95
Figura 94 - Vista geral: Êmbolo do cilindro hidráulico central e respetivas correntes de elevação.	96
Figura 95 - Cilindro hidráulico central e roldanas com correntes: Ações nos componentes.	97
Figura 96 - Tabela de correntes <i>LEAF/FLT/CHAIN da RENOLD</i> , [46].	98
Figura 97 - Vista geral: Êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais e correntes de elevação.	99
Figura 98 - Estrutura com correntes e êmbolo dos cilindros hidráulicos laterais: (à esquerda) Vista lateral; (à direita) Vista principal.	99
Figura 99 - Diagrama de velocidades das roldanas das guias intermédias, acionadas pelos cilindros hidráulicos laterais.	100

Figura 100 - Êmbolo recolhido ( $L_3=0$ ), carro porta-garfos no solo ( $h_3=0$ ). .....	102
Figura 101 - Êmbolo ao curso máximo ( $L_3=581$ mm), carro porta-garfos no fim da primeira fase ( $h_3=1162$ mm). .....	103
Figura 102 - Êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais em curso nulo ( $L_{1,2}=0$ ) e carro porta-garfos no fim da primeira fase ( $h_3=1162$ mm). .....	105
Figura 103 - Êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais em curso máximo ( $L_{1,2}=1169$ mm), carro porta-garfos no fim da segunda fase ( $h=3500$ mm). .....	106
Figura 104 - Foto de Esticador de corrente, [46]. .....	108
Figura 105 - Aplicações de esticadores de correntes. ....	109
Figura 106 - Conjunto sistema de direção. ....	110
Figura 107 - Roda motriz, <i>MR260/350</i> [47]. .....	111
Figura 108 - Braço de direção com absorvedor de energia. ....	113
Figura 109 - Esquema hidráulico do <i>Stacker "Transporel" 1500 kgf / 3,5 m</i> . ....	120
Figura 110 - Legenda da Figura 109. ....	121
Figura 111 - (à esquerda) - Desenho esquemático de cilindro de simples efeito; (à direita) Desenho de ilustração de Cilindro hidráulico [50]. ....	122
Figura 112 - (à esquerda) Desenho esquemático da bomba hidráulica, com seta a indicar o sentido do fluxo; (à direita) <i>Gear Pump G 9,8 Hydronit</i> [52]. ....	128
Figura 113 - Esquema de princípio de funcionamento de uma bomba de engrenagens externas [53]. ..	128
Figura 114 - (à esquerda) Símbolo do motor elétrico DC; (à direita) Foto do motor elétrico <i>MB14C2ST40:4000W DC</i> , [52]. ....	130
Figura 115 - Ábaco de seleção do motor de <i>4 kW 24V DC</i> , [52]. ....	131
Figura 116 - (à esquerda) Desenho esquemático de reservatório e filtros; (à direita) Foto de reservatório de 12 litros da <i>Hydronit</i> , [52]. ....	134
Figura 117 - (à esquerda) Símbolo do filtro de retorno; (à direita) Filtro $20\ \mu\text{m}$ <i>Hydronit</i> , [52]. ....	135
Figura 118 - (à esquerda) Símbolo do filtro de aspiração; (à direita) Desenho do filtro $90\ \mu\text{m}$ <i>C3410000 Hydronit</i> , [52]. ....	135
Figura 119 - (à esquerda) Símbolo de filtro de ar; (à direita) Desenho do filtro de ar <i>Hydronit</i> , [52]. ..	135
Figura 120 - (à esquerda) Símbolo de acoplamento; (à direita) Acoplamento entre o motor elétrico DC e o depósito, [52]. ....	136
Figura 121 - Grupo hidráulico principal (reservatório, filtros, bomba, acoplamento, motor elétrico, proteção para sobrecargas, válvulas de comando), <i>Hydronit</i> , [52]. ....	137
Figura 122 - (à esquerda) Símbolo da válvula anti rebentamento; (à direita) Foto da válvula ref.: <i>VUBA V0772</i> , [54]. ....	138
Figura 123 - (à esquerda) Símbolo da válvula direcional Vd2; (à direita) Foto da válvula Vd2 da <i>SUN Hydraulics</i> , [55]. ....	138
Figura 124 - (à esquerda) Símbolo da válvula direcional 2/2 de cartucho; (à direita) Foto da válvula <i>MSV30E0000 Hydronit</i> , [52]. ....	139
Figura 125 - (à esquerda) Símbolo da válvula de sequência de montagem em linha; (à direita) Foto da válvula <i>SUN Hydraulics SCEA-LAN-BCW</i> , [55]. ....	139
Figura 126 - (à esquerda) Símbolo da válvula reguladora de caudal compensada regulável de cartucho; (à direita) Foto da válvula <i>Hydronit VCF67C</i> , [52]. ....	140
Figura 127 - (à esquerda) Símbolo da válvula de retenção; (à direita) Foto da válvula de retenção <i>Hydronit VUC20</i> , [52]. ....	140
Figura 128 - (à esquerda) Símbolo da válvula limitadora de pressão; (à direita) Foto da válvula <i>Hydronit VMDC20</i> , [52]. ....	141
Figura 129 - Tubagens flexíveis <i>Parker</i> , [56]. ....	141
Figura 130 - Foto do controlador manual tipo <i>joystick</i> de 3 posições, 2 sentidos, <i>Harmony XD4PA22</i> , [55]. ....	143
Figura 131 - Evolução da tecnologia das baterias, [58]. ....	146
Figura 132 - Estudo comparativo das baterias <i>Li-ion</i> , [58]. ....	147
Figura 133 - Crescimento da aplicação em veículos, de vários tipos de baterias, [58]. ....	148
Figura 134 - Bateria industrial de tração - Tecnologia chumbo-ácido; (à esquerda) Elemento de 2V por placa; (à direita) Cofre metálico de montagem das células em série, [59]. ....	149
Figura 135 - Bateria industrial de tração - Tecnologia chumbo-ácido; Pormenor das ligações das células, [59]. ....	150
Figura 136 - desenho e foto de conector de baterias: corte geral - da marca <i>Anderson Power</i> para 24 V, [60]. ....	152

Figura 137 - Geral <i>ON/OFF</i> por chave.....	153
Figura 138 - Aspeto geral de uma pegadeira com comandos. ....	154
Figura 139 - Manipulos da pegadeira. ....	155
Figura 140 - Dispositivos de segurança da pegadeira. ....	155
Figura 141 - Comando de regulação da velocidade em translação.....	156
Figura 142 - Controlador proporcional, [61]. ....	156
Figura 143 - Botoneira de subida/descida de carga.....	157
Figura 144 - Controlador secundário <i>ON/OFF</i> por chave. ....	157
Figura 145 - Indicador de carga nas baterias, [61]. ....	158
Figura 146 - Horímetro da marca <i>Curtis</i> , [62]. ....	158
Figura 147 - Variador de velocidade <i>Curtis</i> , [62]. ....	159

# Lista de tabelas

Tabela 1 - Classe de veículos industriais conforme a norma <i>ASME B56.1</i> , [5].	11
Tabela 2 - Dimensões das paletes existentes no mercado, [27].	32
Tabela 3 - Dimensões e requisitos estruturais conforme a norma <i>DIN 15146-2</i> .	34
Tabela 4 - Dimensões e requisitos estruturais retirados da ficha técnica do produto, [28].	36
Tabela 5 - Capacidade de armazenagem em paletes em função da largura de corredor.	40
Tabela 6 - Deslocação do <i>Stacker</i> em função do declive do pavimento.	49
Tabela 7 - Características mecânicas do aço S450 J2.	51
Tabela 8 - Seleção do tipo de rolamento em função da Pressão Hertziana para aplicação na estrutura do porta-garfos. Nota: Capacidade de carga estática e dinâmica de acordo com a Norma <i>ISO 76</i> , [39].	54
Tabela 9 - Características técnicas do rolamento axial ajustável <i>Winkel 4.075</i> .	56
Tabela 10 - (à esquerda) Rolamento radial <i>Winkel Ref.205.063.00</i> ; (à direita) Desenho do rolamento em corte com as principais dimensões, [39].	57
Tabela 11 - Características técnicas do rolamento axial ajustável <i>Winkel 2.056</i> .	57
Tabela 12 - Valores fixados e estimados para projeto.	71
Tabela 13 - Valores obtidos pelas equações de equilíbrio do sistema de elevação.	71
Tabela 14 - Características principais da bomba de engrenagens <i>G 9,8 Hydronit - PPC2012/1-C010</i> , [52].	130
Tabela 15 - Características nominais do motor elétrico <i>DC Hydronit</i> , [52].	131
Tabela 16 - Principais características do reservatório hidráulico.	134
Tabela 17 - Características do óleo hidráulico.	136

# Abreviaturas e Símbolos

## Lista de abreviaturas

### A

- A - Distância entre rolantes (Figura 57)
- A - Ampère, unidade de intensidade de corrente no Sistema Internacional SI
- a - Excentricidade da carga
- $A_{e1,2}$  - Área da secção reta circular do êmbolo do cilindro hidráulico lateral
- $A_{e3}$  - Área da secção reta circular do êmbolo do cilindro hidráulico central
- Ah - Ampère hora, unidade de carga elétrica do Sistema Internacional SI
- $A_{h1,2}$  - Área da secção reta circular da haste do cilindro hidráulico lateral
- $A_{h3}$  - Área da secção reta circular da haste do cilindro hidráulico central
- $a_{lim}$  - Máxima distância da linha de ação da carga ao plano dos eixos das guias
- Ang. - Ângulo
- $A_s$  - Área da secção

### B

- b - Distância do eixo da roda motriz em relação ao eixo das guias
- bar - Unidade de pressão do Sistema Internacional SI:  $1\text{bar} = 10^5 \text{ Pa}$
- $b_r$  - Braço do momento da força  $F_{Bméd}$  no eixo de apoio dos rolamentos dos rodízios da base dos garfos

### C

- C - Capacidade de carga dinâmica radial (ISO 281/1)
- c - Distância dos eixos dos rodízios dos garfos em relação ao eixo das guias
- $C_0$  - Capacidade de carga estática radial (ISO 76)
- $C_{0e}$  - Capacidade estática do rolamento ( $C_0$ )
- $C_{0r}$  - Capacidade de carga estática radial
- $C_{0A}$  - Capacidade de carga estática axial (ISO 76)
- $C_{0a}$  - Capacidade de carga estática axial
- $C_A$  - Capacidade de carga dinâmica axial (ISO 281/1)
- $C_a$  - Capacidade de carga dinâmica axial
- CE - Marcação de conformidade do produto
- CEE - Comunidade Económica Europeia
- CEV - Carbono equivalente
- CG - Centro de gravidade
- CH. - Chapa
- $C_{L1,2}$  - Comprimento do corpo do cilindro hidráulico lateral

$C_{L3}$  - Comprimento do corpo do cilindro hidráulico central  
 $C_{ua}$  - Capacidade de carga limite de fadiga axial  
 $C_{ur}$  - Capacidade de carga dinâmica radial  
 $C_r$  - Capacidade de carga dinâmica radial  
 $cs$  - Coeficiente de segurança  
 $cs_0$  - Coeficiente de segurança estático  
 $cs_{1,2}$  - Coeficiente de segurança nos cilindros hidráulicos laterais  
 $cs_3$  - Coeficiente de segurança no cilindro hidráulico central  
 $c.s._{cor3}$  - Coeficiente de segurança das correntes do cilindro central  
 $c.s._{cor1,2}$  - Coeficiente de segurança nas correntes dos cilindros hidráulicos laterais  
 $C_W$  - Constante ou fator de *Wahl* para cálculo da tensão de trabalho numa mola

## D

$d$  - Distância fixa entre os rolantes do porta-garfos  
 $d_{1,2}$  - Diâmetro da haste dos cilindros hidráulicos laterais  
 $d_3$  - Diâmetro da haste do cilindro hidráulico central  
 $D_{1,2}$  - Diâmetro do êmbolo dos cilindros hidráulicos laterais  
 $D_3$  - Diâmetro do êmbolo do cilindro hidráulico central  
 $d_a$  - Diâmetro do arame da mola  
 $DB$  - *Deutsche Bahn*  
 $DC$  - Corrente contínua  
 $DCL$  - Diagrama de Corpo Livre  
 $DCLG$  - Diagrama de Corpo Livre Global  
 $DCLP$  - Diagrama de Corpo Livre Parcial  
 $D_{e1,2}$  - Diâmetro exterior do corpo dos cilíndricos hidráulicos laterais  
 $D_{e3}$  - Diâmetro exterior do corpo do cilíndrico hidráulico central  
 $DIN$  - *Deutsches Institut für Normung*  
 $DL$  - Decreto-Lei  
 $D_m$  - Diâmetro médio da posição das esferas num rolamento  
 $d_m$  - Diâmetro médio de enrolamento da mola  
 $d_p$  - Diâmetro de tubagens de ligação da bomba hidráulica  
 $DR$  - Diário da Republica  
 $D_{Roda}$  - Diâmetro da roda de tração  
 $D_{Rolo}$  - Diâmetro do rolo do rodizio  
 $d_R$  - Diâmetro de tubagens hidráulicas de retorno ao depósito  
 $d_t$  - Diâmetro de encanamento hidráulico  
 $d_{t1,2}$  - Diâmetro de tubagens hidráulicas flexíveis para ligação aos cilindros laterais  
 $d_{t3}$  - Diâmetro de tubagens hidráulicas flexíveis para ligação ao cilindro central

## E

$e$  - Valor mínimo da distância variável entre os rolantes na ligação entre as guias interiores e as intermédias, e também na ligação entre as guias intermédias e as exteriores



EEE - Espaço Económico Europeu  
 $E_{aço}$  - Módulo de elasticidade longitudinal do aço  
 EUR - Símbolo da europaleta  
 $e_v$  - Eixo vertical  
 $e_{est}$  - Eixo da estrutura  
 $e_1$  - Eixo perpendicular ao eixo do rodízio 1  
 $e_2$  - Eixo perpendicular ao eixo do rodízio 2  
 EN - Norma Europeia

## F

$F_1$  - Força nos rolantes do porta-garfos  
 $F_2$  - Força nos rolantes entre as guias interiores e as intermédias  
 $F_3$  - Força nos rolantes entre as guias intermédias e as exteriores  
 $F_A$  - Capacidade de carga máxima no rolamento axial como força permitida entre o rolamento e o perfil  
 $F_a$  - Carga axial média ponderada  
 $F_{Base}$  - Força resultante na base das guias exteriores  
 $F_{Bméd}$  - Carga média nos rodízios da base de apoio dos garfos  
 $f_c$  - Deslocamento horizontal em carga  
 $F_{cil1,2}$  - Força exercida em cada cilindro hidráulico lateral  
 $F_{cil3}$  - Força exercida pelo cilíndrico hidráulico central  
 $F_{cor1,2}$  - Força no conjunto das correntes acionadas pelos cilindros hidráulicos laterais  
 $F_{cor3}$  - Força no conjunto das correntes acionadas pelo cilindro hidráulico central  
 FEM - *European Federation of Materials Handling and Packaging Manufacturers*  
 $F_H$  - Componente horizontal da força  
 $F_i$  - Força nos rolantes com  $i=1,2$  e 3  
 $F_{i'}$  - Cargas consideradas para determinação da carga axial média com  $i' = 1,2,3$  e 4  
 $f_L$  - Fator de esforços dinâmicos  
 $F_{máx}$  - Força máxima exercida por cilindro  
 $F_{max\ stat.axial}$  - Força estática axial máxima  
 $F_{max\ stat.radial}$  - Força estática radial máxima  
 $F_{mom}$  - Força do binário equivalente a  $M_{méd}$   
 $F_n$  - Fator de velocidade  
 $F_R$  - Capacidade de carga máxima no rolamento radial como força permitida entre o rolamento e o perfil  
 $F_r$  - Carga radial  
 $F_t$  - Força tangencial na roda de tração  
 $F_{tmáx}$  - Força tangencial máxima necessária na periferia da roda de tração  
 $F_v$  - Componente vertical da força  
 $f_v$  - Deslocamento horizontal em vazio

## G

G - Centro de gravidade  
 $G_{aço}$  - Módulo de elasticidade transversal do aço  
 GPa - Giga Pascal, unidade de pressão no Sistema Internacional:  $1\text{ GPa} = 10^9\text{ Pa}$

## H

H - Altura máxima útil de elevação da carga  
 $h_3$  - Altura de elevação conseguida com o acionamento do cilindro hidráulico central  
 $h_{1,2}$  - Altura de elevação conseguida com o acionamento dos cilindros hidráulicos laterais  
 $h_B$  - Altura da mola bloqueada  
HBW - Dureza *Brinell*  
HDPE - Polietileno de alta densidade  
 $h_{mola}$  - Altura de projeto da mola

## I

I - Momento de inércia à flexão da secção da haste do cilindro hidráulico  
 $i$  - Raio de giração da secção da haste para cilindro hidráulico  
 $I_{1,2}$  - Momento de inércia de flexão da área da secção transversal da haste de cada cilindro hidráulico lateral  
 $I_3$  - Momento de inércia de flexão da área da secção transversal da haste do cilindro hidráulico central  
 $i_{1,2}$  - Raio de giração da secção da haste de cada um dos cilindros hidráulicos laterais  
 $i_3$  - Raio de giração da secção da haste do cilindro hidráulico central  
 $i_{mola}$  - Índice da mola helicoidal  
ISO - *International Organization for Standardization*  
 $I_x$  - Momento de Inércia segundo o eixo dos xx  
 $i_x$  - Raio de giração em torno do eixo dos xx  
 $I_y$  - Momento de Inércia segundo o eixo dos yy  
 $I_z$  - Momento de Inércia segundo o eixo dos zz

## J

JIS - *Japanese Industrial Standards*

## K

kg - Quilograma-massa  
kgf - Quilograma-força  
 $k_i$  - Distâncias estabelecidas para cálculo do comprimento das correntes acionadas pelo cilindro hidráulico central, com  $i=1,2,3$  e 4  
 $K_{mola}$  - Constante elástica ou de rigidez da mola  
kW - Quilo-Watt, unidade de potência do Sistema Internacional:  $1 \text{ kW} = 10^3 \text{ W}$

## L

L - Distância da linha de ação da carga ao plano dos eixos das guias (na Figura 57)  
L - Comprimento sujeito a flexão no mastro de elevação  
 $L_{1,2}$  - Curso do cilindro hidráulico lateral  
 $L_3$  - Curso do cilindro hidráulico central  
 $L_{cor1,2}$  - Comprimento das correntes acionadas pelos cilindros hidráulicos laterais  
 $L_{cor3}$  - Comprimento das correntes acionadas pelo cilindro hidráulico central  
LDPE - Polietileno de baixa densidade

$L_h$  - Longevidade de um rolamento em horas  
 $\text{l.p.m.}$  - Litros por minuto, unidade de caudal:  $1 \text{ l.p.m.} = 1,667 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

M

$m$  - Metro, unidade de comprimento no Sistema Internacional SI  
 $M_A$  - Momento provocado pela reação da roda motriz na base das guias  
 $M_B$  - Momento do binário acionador da bomba hidráulica  
 $M_{\text{Base}}$  - Momento resultante na base das guias exteriores  
 $m_e$  - Massa do equipamento de trabalho por pessoa  
 $M_f$  - Momento fletor  
 $M_g$  - Momento por guia  
 $\text{mm}$  - Milímetro  
 $M_{\text{méd}}$  - Momento médio de flexão no eixo do rolamento de apoio dos garfos da base, motivado pela excentricidade da força de reação nos rodízios ( $F_{\text{Bméd}}$ )  
 $\text{MPa}$  - Mega Pascal, unidade de pressão no Sistema Internacional SI:  $1 \text{ MPa} = 1 \text{ N/mm}^2$   
 $M_{\text{Res}}$  - Momento resultante na base das guias exteriores  
 $M_t$  - Momento torsor no veio da roda de tração  
 $M_{\text{Total}}$  - Momento total  
 $M_{t\text{máx}}$  - Momento torsor máximo aplicado na roda de tração

N

$N$  - *Newton*, unidade de força do Sistema Internacional SI  
 $n$  - Velocidade de rotação  
 $n_B$  - Velocidade nominal  
 $n_{\text{esp}}$  - Número de espiras ativas da mola  
 $n_G$  - Velocidade limite de rotação  
 $n_i$  - Velocidade de rotação,  $i=1,2,\dots,n$   
 $n_m$  - Velocidade média de rotação  
 $\text{NP}$  - Norma Portuguesa  
 $N_{\text{solo}}$  - Reação normal do solo contra a roda de tração

O

P

$P$  - Potência  
 $p$  - Expoente do radical de cálculo de fatores para rolamentos  
 $\text{Pa}$  - Unidade de pressão no Sistema Internacional SI:  $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$   
 $\text{PBR}$  - Paleta padrão do Brasil  
 $P_0$  - Carga estática equivalente  
 $p_{1,2}$  - Pressão média de serviço nos cilindros hidráulicos laterais  
 $p_3$  - Pressão média de serviço no cilindro hidráulico central  
 $P_{\text{crít}}$  - Carga crítica de encurvadura  
 $P_{\text{crít1}}$  - Carga crítica de encurvadura para cada uma das hastes dos cilindros hidráulicos laterais  
 $P_{\text{crít3}}$  - Carga crítica de encurvadura para a haste do cilindro hidráulico central  
 $p_{\text{máx}}$  - Pressão hidráulica máxima

PME - Pequena Média Empresa

$p_h$  - Pressão hidráulica normal de serviço

PO - Plástico reciclado

$P_p$  - Peso médio atribuído à estrutura de elevação

$P_{p0}$  - Peso próprio da estrutura porta-garfos e acessórios

$P_{p1}$  - Peso próprio do conjunto de guias interiores e acessórios

$P_{p2}$  - Peso próprio do conjunto de guias intermédias e acessórios

$P_{p3}$  - Peso próprio do conjunto das guias exteriores e acessórios

$P_{pi}$  - Peso próprio do conjunto das guias  $i$ , com  $i=1,2,3$  e respetivos acessórios

$P_{PRT}$  - Peso próprio do equipamento de tração - inclui roda de tração

$P_r$  - Carga média radial

$P_{total}$  - Conjunto de cargas a elevar e o peso próprio da estrutura porta-garfos

## Q

Q - Capacidade de carga útil

$Q_a$  - Caudal

$q_i$  - Fração do tempo em que ocorre velocidade de rotação  $n_i$ ,  $i=1,2,...,n$

$q_{i'}$  - Fração de tempo consideradas para a determinação da carga axial média de um rolamento

$Q_t$  - Carga total aplicada

## R

$r$  - Raio dos carretos das correntes

$R_A$  - Força de reação no apoio da roda motriz

$R_B$  - Força de reação no apoio dos rodízios dos garfos

$R_{Base}$  - Reação na base das pernas

R.E.A.P.E. - Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios

$R_{min}$  - Raio de mínimo de dobragem em chapa

$r_{min}$  - Raio mínimo

rpm - Rotações por minuto

$R_{Roda}$  - Raio da roda de tração

## S

s - segundo, unidade de tempo do Sistema Internacional SI

$s_i$  - Distâncias estabelecidas para cálculo do comprimento das correntes acionadas pelos cilindros hidráulicos laterais, com  $i=1,2,3$  e 4

$S_{1,2}$  - Área da secção transversal do êmbolo de cada cilindro hidráulico lateral

$S_3$  - Área da secção transversal do êmbolo do cilindro hidráulico central

## T

## U

UE - União europeia

UIC - *Standard of quality for a European flat wood pallet*

## V

V - Volume nominal da bomba hidráulica (cilindrada)  
V - Volt, unidade de diferença de potencial elétrico no Sistema Internacional SI  
v - Velocidade linear  
 $V_{1,2}$  - Volume de óleo hidráulico que enche cada um dos cilindros hidráulicos laterais  
 $V_3$  - Volume de óleo hidráulico que enche o cilindro hidráulico central  
Vcc - Volts corrente contínua  
 $v_{cil}$  - Velocidade do cilindro hidráulico  
 $v_{elev}$  - Velocidade de elevação  
 $v_{e3}$  - Velocidade linear do êmbolo do cilindro hidráulico central  
 $v_{óleo}$  - Velocidade do óleo hidráulico  
 $V_R$  - Volume do reservatório de armazenagem do óleo hidráulico  
 $V_{total}$  - Volume de óleo hidráulico utilizado na elevação de todos os cilindros

## W

W - carga atuante em cada uma das guias exteriores  
W - Watt, unidade de potência do Sistema Internacional SI:  $1\text{ W} = 1\text{ N.m/s}$   
 $W_x$  - Módulo de resistência à flexão segundo o eixo x  
 $W_y$  - Módulo de resistência à flexão segundo o eixo y  
 $W_z$  - Módulo de resistência à flexão segundo o eixo z

## X

$X_0$  - Fator radial estático

## Y

$Y_0$  - Fator axial estático

## Z

### Lista de símbolos

$\sigma_{ced}$  - Tensão de cedência  
 $\sigma_e$  - Tensão limite de elasticidade  
 $\sigma_{máx}$  - Tensão máxima na secção crítica  
 $\sigma_{inst}$  - Tensão instalada  
 $\sigma_{inst1,2}$  - Tensão instalada de compressão em cada uma das hastes dos cilindros hidráulicos laterais  
 $\sigma_{inst3}$  - Tensão instalada de compressão na haste do cilindro hidráulico central  
 $\sigma_{rot}$  - Tensão de rotura  
 $\sigma_{sd}$  - Tensão de cálculo  
 $\sigma_{sd1,2}$  - Tensão de cálculo à encurvadura para cada uma das hastes dos cilindros hidráulicos laterais  
 $\sigma_{sd3}$  - Tensão de cálculo à encurvadura para a haste do cilindro hidráulico central  
 $\lambda$  - Coeficiente de esbelteza

$\lambda_{1,2}$  - Coeficiente de esbelteza da haste de cada cilindro hidráulico lateral  
 $\lambda_3$  - Coeficiente de esbelteza da haste do cilindro hidráulico central  
 $\varphi$  - Coeficiente de encurvadura  
 $\varphi_{1,2}$  - Coeficiente de encurvadura nos cilindros hidráulicos laterais  
 $\varphi_3$  - Coeficiente de encurvadura no cilindro hidráulico central  
 $\Delta L_{cor1,2}$  - Valor de afinação e tensão para as correntes acionadas pelas guias intermédias  
 $\Delta L_{cor3}$  - Valor de afinação e tensão para as correntes acionadas pelo cilindro hidráulico central  
 $\eta_{vol}$  - Rendimento volumétrico de bombas hidráulicas (0,9 - 0,95)  
 $\eta_{total}$  - Rendimento total (0,8 - 0,85)  
 $\eta_{mh}$  - Rendimento hidráulico mecânico (0,9 - 0,55)  
 $\mu m$  - *Micron*, unidade de comprimento do Sistema Internacional:  $1 \mu m = 10^{-6} m$   
 $\mu_s$  - Coeficiente de atrito entre a roda de tração e o solo  
 $\omega$  - Velocidade angular  
 $\delta$  - Deformação axial na mola helicoidal  
 $\delta_{m\acute{a}x}$  - Deformação máxima na mola helicoidal  
 $\tau_e$  - Tensão tangencial correspondente ao limite elástico  
 $\tau_{m\acute{a}x}$  - Tensão tangencial máxima  
 $\pi$  - Relação constante entre o perímetro de qualquer circunferência e o diâmetro da mesma:  $\pi = 3,141592654$

# Capítulo 1

## 1. Enquadramento e motivação

A atual conjuntura económica e social de Portugal, bem como o contexto de mercado global tem colocado crescentes desafios de competitividade às empresas.

Neste contexto, a empresa Transporel - Sociedade de Equipamentos de Elevação e Transporte, Lda., propõe-se estudar, em parceria com a Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, o projeto de um equipamento de elevação e transporte de cargas, com especificações diferentes dos existentes no mercado, para melhor responder às exigências da sua carteira de clientes, em especial no mercado nacional, e ao mesmo tempo potenciar o alargamento da sua carteira de clientes em mercados externos.

Por conseguinte, este projeto de Dissertação tem por objetivo o estudo de um conceito inovador de *Stacker* elétrico destinado ao transporte e elevação de 1500 kg de carga a uma altura máxima de 3,5 m.

Com este projeto propomo-nos estudar alguns aspetos de melhoria face aos demais *Stackers* elétricos existentes no mercado, tendo por premissas o cumprimento dos seguintes requisitos:

- Possibilitar a elevação de uma carga máxima de 1500 kg à cota máxima de 3,5 m em condições de segurança;
- Inovar no modo de locomoção do veículo, possibilitando operações de carga e descarga em espaços mais reduzidos;
- Melhorar a manobrabilidade, permitindo mudanças de direção em corredores mais estreitos;
- Melhorar a acessibilidade, possibilitando a locomoção em espaço interior, exterior e em rampas de reduzido declive;
- Diminuir a altura do equipamento na posição recolhida, possibilitando a passagem em alturas reduzidas (*drive in*, portas baixas, entre outros);
- Possibilitar uma cota máxima para circulação em posição de carga elevada, sem expansão do mastro transportador, garantindo a passagem em condições de segurança através de portas baixas;

- Possibilitar o embalamento e transporte comercial do *Stacker* em contentores terrestres e marítimos, sem desmontagem de componentes;
- Aumentar a manutibilidade, isto é, a acessibilidade e a facilidade de execução de ações de manutenção, facilitando o acesso aos órgãos e componentes de manutenção diminuindo, consequentemente, os tempos destinados à mesma;
- Melhorar a fiabilidade do equipamento a um custo global otimizado;
- Melhorar a eficiência e a autonomia do veículo, comparativamente a veículos industriais de natureza similar, a um custo global otimizado;
- Encontrar soluções de fabrico que minimizem os custos de produção e reposição de componentes, nomeadamente pela incorporação de tecnologias existentes no mercado, minimizando encargos com prototipagem e teste de componentes;
- Garantir a eficácia do equipamento com dependabilidade, capacidade e ergonomia;
- Possibilitar a incorporação de um cesto de trabalho (acessório) para elevação de uma pessoa, destinado a aplicações esporádicas no *Stacker*.



# Capítulo 2

## 2. Apresentação da empresa

A empresa Transporel - Sociedade de Equipamentos de Elevação e Transporte Lda., com denominação comercial “Transporel” foi fundada em 1967, e tem por principal missão o comércio e assistência pós-venda de equipamentos de elevação e transporte de pessoas e mercadorias.

A “Transporel” é uma PME (Pequena Média Empresa), conta atualmente com dezassete colaboradores e um volume de negócios anual superior a um milhão de euros. Na Figura 1 pode ver-se o seu logotipo, sede e filial de representação.



Figura 1 - Logotipo da empresa “Transporel” e correspondente localização [1].

A empresa é uma sociedade por quotas, constituída pela AUFERMA - Investimentos Imobiliários, S.A. e pela SOAL - Investimentos e Participações Imobiliárias, Lda.. Confrontar organograma da Figura 2.

A experiência adquirida ao longo de mais de 40 anos de existência tem permitido à “Transporel” acompanhar de perto os mercados mais inovadores, ao nível da segurança, dos materiais e das novas tecnologias, garantindo a todos os seus clientes soluções ajustadas à medida das suas necessidades e um acompanhamento adequado ao longo do ciclo de vida dos produtos.

A qualidade dos equipamentos comercializados, o acompanhamento técnico-comercial aos clientes, a assistência pós-venda e a manutenção, fizeram da “Transporel” uma empresa competitiva, com visíveis mais-valias face a uma empresa meramente comercial sendo, por isso, uma importante referência no mercado nacional.

A busca contínua pela qualidade, segurança, fiabilidade e manutibilidade dos equipamentos que comercializa, faz com que os seus técnicos se desloquem a várias partes do mundo na procura permanente dos melhores parceiros e das melhores marcas.

Assim, como faz menção na sua página pública [1], «a Transporel orgulha-se de não vender máquinas, mas sim, de apresentar soluções viáveis para os problemas dos seus clientes».

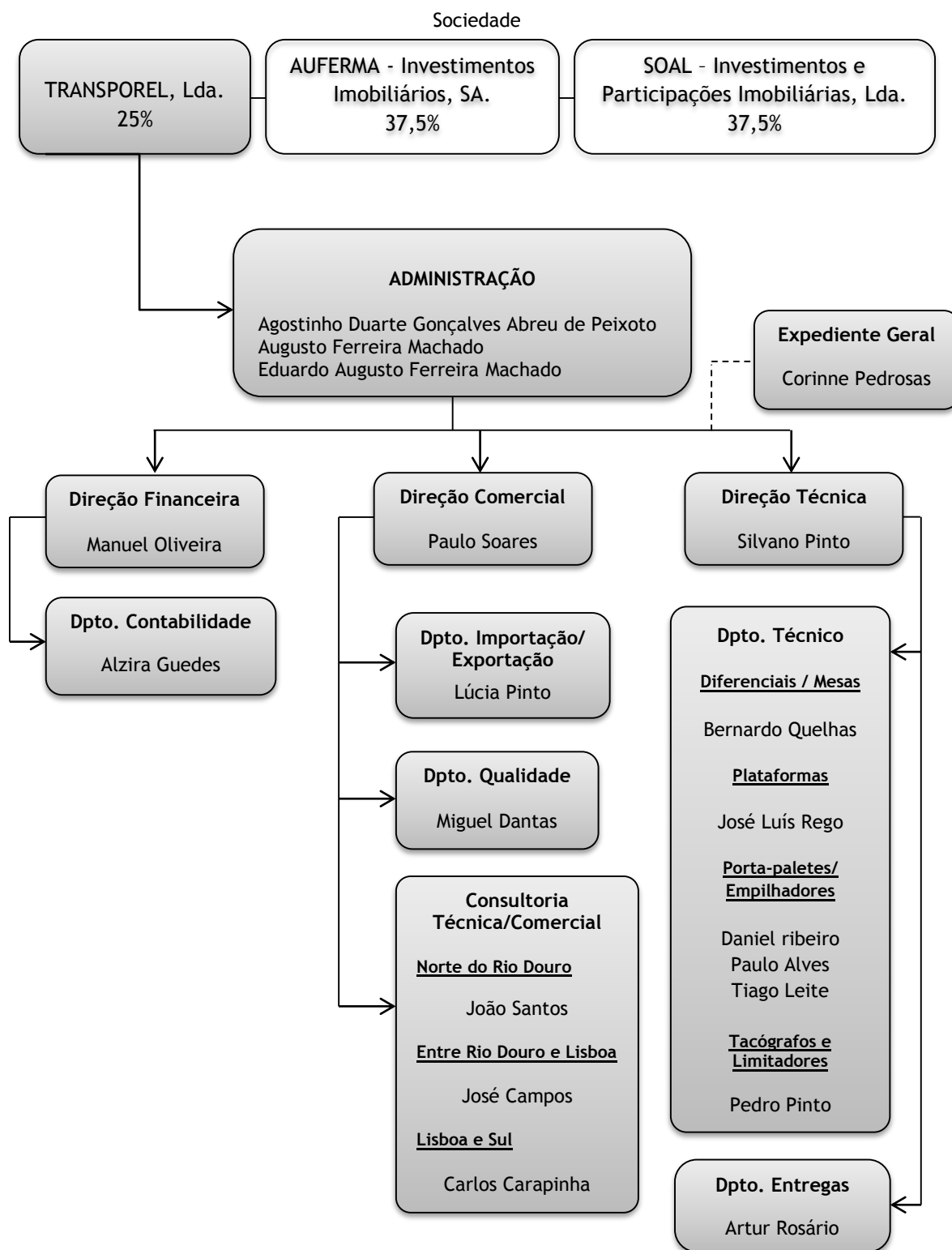


Figura 2 - Organograma da empresa “Transporel”.

A empresa dispõe de uma vasta gama de produtos e soluções ajustadas à medida do cliente, que vão muito além dos equipamentos de elevação e transporte de pessoas e mercadorias, dos quais se destacam:

- Diferenciais elétricos de cabos (para diferentes tipos de atmosferas industriais);
- Guinchos;
- Baldes e contentores;
- *Stackers* e acessórios;
- Empilhadores e acessórios;
- Abrigos de cais diversos;
- Niveladores de cais diversos;
- Portas rápidas;
- Portas seccionadas;
- Túneis de carga/descarga;
- Carrinhos de transporte de cargas;
- Cestos de trabalho para gruas;
- Cintas, esticadores e acessórios;
- Correntes, lingas e acessórios;
- Equipamentos para construção civil;
- Escadas e escadotes;
- Garras e sistemas de pesagem;
- Geradores;
- Gruas, pontes e pórticos;
- Macacos e soluções hidráulicas;
- Mesas elevatórias;
- Plataformas, cadeiras e outras soluções para pessoas com mobilidade condicionada;
- Monta-cargas e monta-pratos;
- Plataformas diversas para cargas;
- Plataformas para pessoas;
- Porta-paletes diversos;
- Rampas de carga;
- Rolos transportadores;
- Sistemas de vácuo;
- Rebocadores;
- Tacógrafos e limitadores para veículos;
- Outros.

Nas Figuras 3 a 6, destacam-se algumas das principais marcas de equipamentos que a empresa comercializa.

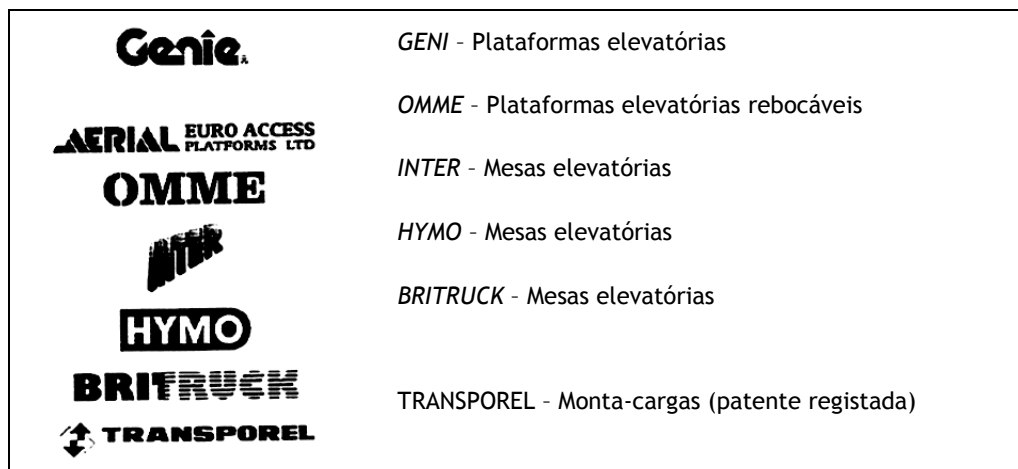


Figura 3 - Plataformas e mesas elevatórias: Logotipos das principais marcas [2].

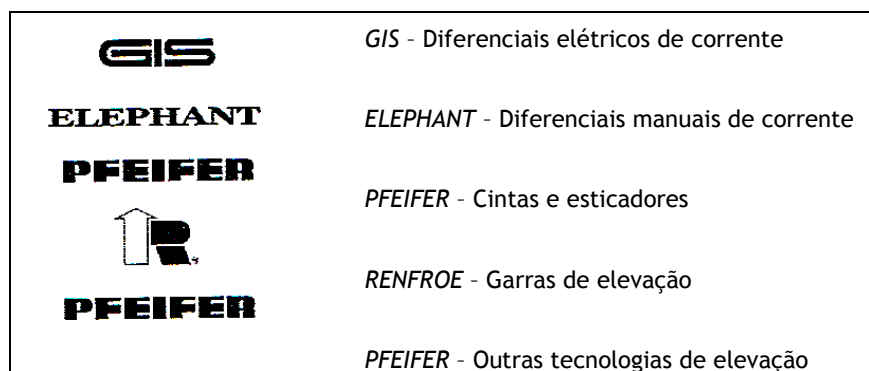


Figura 4 - Tecnologias de elevação: Logotipos das principais marcas [2].

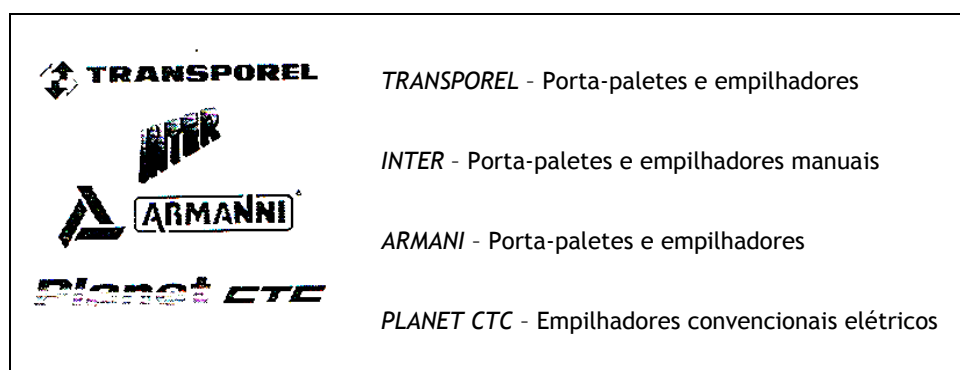


Figura 5 - Empilhadores e porta-paletes: Logotipos das principais marcas [2].







	<i>GENEX</i> - Andaimes e Escadas em fibra de vidro
	<i>SVELT</i> - Escadas e Andaimes
	<i>HAACON</i> - Macacos de cremalheira
	<i>TRANSPOR</i> - Carros transporte
	<i>DK</i> - Rolos transportadores e Macacos Hidráulicos
	<i>MOTOMETER</i> - Tacógrafos e Limitadores de velocidade

Figura 6 - Andaimes e outros: Logotipos das principais marcas [2].

Além das principais marcas aqui assinaladas [2], a empresa comercializa algumas outras dezenas de marcas, nestes e em outros produtos da sua área de negócio.

A complexidade dos produtos que comercializa requer um acompanhamento contínuo da evolução dos produtos, bem como o seu (re)posicionamento nos mercados definidos como estratégicos.

A empresa tem como principal filosofia a satisfação e fidelização dos clientes, orgulhando-se de construir relações de parceria e amizade, para além de possuir um histórico de todos os equipamentos vendidos e das respetivas manutenções, o que tem contribuído para uma sólida imagem de idoneidade e confiança.



# Capítulo 3

## 3. Pesquisa e desenvolvimento

### 3.1 Tipos de equipamentos industriais para transporte e elevação de carga

As máquinas mais utilizadas no transporte e elevação de cargas são conhecidas por “*forklifts*”, dos quais os mais conhecidos são os empilhadores. O nome original deriva de “*forks*” ou garfos, devido ao método que recorre a dois garfos para apanhar uma determinada carga ao nível do solo e de “*lift*” que significa elevação da referida carga.

Os empilhadores existem em diferentes modelos consoante as características técnicas desejadas. Os mais comuns possuem capacidade de carga entre os 1000 kg e os 16000 kg e a capacidade de elevação pode variar entre os 2 m e os 14 m.

Os empilhadores são equipamentos muito utilizados em Portugal. Todavia, o aparecimento de grandes e diversificados centros de armazenagem e logística tem impulsionado a procura por equipamentos alternativos e/ou complementares mais adequados ao ramo de atividade, espaços, ambiente, etc.

Os veículos industriais movimentam-se com motores de combustão a *diesel*, a gasolina, a gás liquefeito (GPL) ou, mais recentemente, com motores elétricos.

Outros meios de locomoção, que não o elétrico, só se tornam viáveis em espaços muito arejados ou abertos, sendo totalmente desaconselhados, ou até proibidos, em atmosfera fechada. Este inconveniente restringe naturalmente o seu potencial para trabalho em espaço interior.

Ao longo dos últimos anos, os veículos elétricos para transporte e elevação de carga tiveram um desenvolvimento e procura crescentes, em parte explicável pelas recomendações da CEE (Comunidade Económica Europeia) para a melhoria das condições de saúde e segurança no trabalho nas empresas.

Os veículos elétricos industriais possuem motores silenciosos e não poluentes que, além de melhorarem a qualidade do ambiente de trabalho (ruído e atmosfera), permitem ganhos energéticos (menor consumo).

Na Figura 7, apresentamos o desenho esquemático de um empilhador elétrico [3], do qual se destaca a ausência de uma saída de escape dos gases, o que não sucede nos demais meios de locomoção referidos.

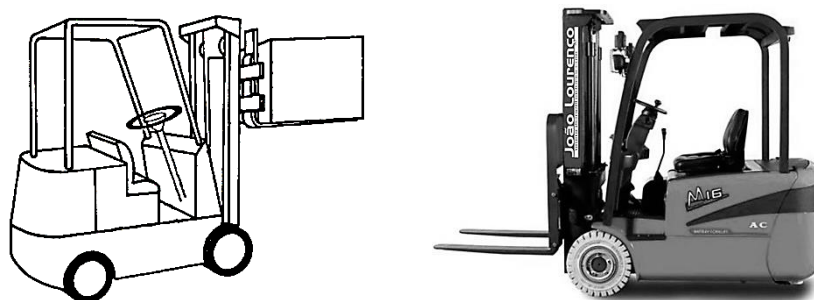


Figura 7 - (à esquerda): Desenho de empilhador elétrico, [3];  
(à direita): Foto de empilhador elétrico, [4].

A procura por equipamentos da família “*forklift*” com maior capacidade de manobrabilidade em espaços mais reduzidos, diferentes capacidades de elevação, capacidade de carga, utilização para cargas específicas, equipamentos mais económicos, entre outros requisitos, tem conduzido ao surgimento de uma gama cada vez mais alargada e mais personalizada dos veículos aos seus fins de utilização.

Tal crescimento da gama de veículos industriais destinados ao transporte e elevação de carga impulsionou o estabelecimento de várias classes de veículos, sendo que cinco dessas classes distinguem equipamentos do tipo “*forklift*”, conforme se pode observar na Figura 8.

Class #	Type of Propulsion and Operation	Lift Code	Description	Picture
I	Electric Motor Rider	4	Counterbalanced, sit-down, 3-wheel	
		5	Counterbalanced, sit-down, cushion (solid) tire	
		6	Counterbalanced, sit-down, pneumatic tire	
III	Electric Motor Walkie	2	Low-lift pallet	
		5	High lift reach type	
		7	High lift counterbalanced	
IV	Internal Combustion Engine Rider	3	Counterbalanced, sit-down, cushion (solid) tire	
V	Internal Combustion Engine Rider	4	Counterbalanced, sit-down, pneumatic tire	
VII	Rough Terrain	1	All types	

Figura 8 - Algumas classes de veículos e respetivo código de elevação (exclusivamente com garfos tipo forquilha para encaixe em paletes), [3].



O código de elevação (*lift code*), em particular, caracteriza a configuração da estrutura relativamente ao meio de elevação do veículo.

A norma *ASME B56.1* ou a equivalente *ANSI B56.1* abrange todos os veículos industriais, exceto os usados para a movimentação de terra e sobre transporte em estrada.

Segundo esta norma, o tipo e classe do veículo caracteriza o meio de locomoção, a natureza (carregar, puxar, elevar, empilhar, remover materiais) e o tipo de tração, conforme se pode observar na Tabela 1, [5].

<i>Class</i>	<i>Type</i>
<i>Class I</i>	<i>Electric Motor, Rider, Counter-Balance Trucks (solid and pneumatic tires)</i>
<i>Class II</i>	<i>Electric Motor Narrow Aisle Trucks (solid tires)</i>
<i>Class III</i>	<i>Electric Motor Hand trucks or Hand/Rider Trucks (solid tires)</i>
<i>Class IV</i>	<i>Internal Combustion Engine Trucks (solid tires)</i>
<i>Class V</i>	<i>Internal Combustion Engine Trucks (pneumatic tires)</i>
<i>Class VI</i>	<i>Electric and Internal Combustion Engine Tractors (solid and pneumatic tires). There are no forklifts in this class.</i>
<i>Class VII</i>	<i>Rough Terrain Forklift trucks (pneumatic tires)</i>
<i>Class VIII</i>	<i>Hand Pallet truck (pallet jack)</i>

Tabela 1 - Classe de veículos industriais conforme a norma *ASME B56.1*, [5].

Na classe de veículos VIII integram-se alguns outros equipamentos como, por exemplo, o porta-paletes manual e o *Stacker* manual, cujo princípio funcional de alocação da carga tem similaridade com o *Stacker* elétrico desenvolvido neste projeto, justificando-se, por isso, uma breve referência.

Os equipamentos mais simples e mais baratos para arrumação de cargas são os que recorrem à força do operador para movimentação da carga.

Os porta-paletes manuais, conforme se observa na Figura 9, restringem-se ao deslocamento horizontal de cargas sobre paletes. São equipamentos cujas rodas dianteiras estão montadas dentro da extremidade dos garfos, devendo estes estar posicionados o mais possível ao nível do solo para facilitar a entrada na paleta.

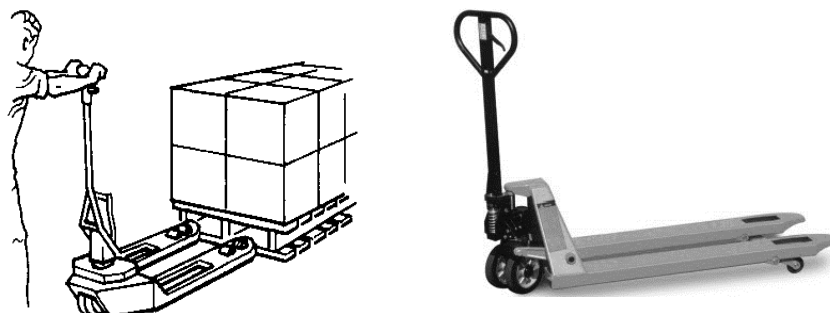


Figura 9 - (à esquerda) Desenho de porta-paletes manual, [6]; (à direita) foto de porta-paletes, [4].

O porta-paletes apresenta como principal limitação não permitir a utilização na generalidade das paletes, designadamente as paletes reversíveis e as paletes não reversíveis de dupla face. Não podem existir placas de plataforma na palete onde os garfos e as rodas dianteiras se inserem, por se tratarem de elementos de obstrução.

Existem equipamentos especialmente concebidos para empilhar e que justificam a denominação “*Stacker*”, que deriva do termo “empilhar” em inglês (*stack*), dada a sua principal função.

O *Stacker* permite transportar, elevar, manipular e empilhar cargas de diferentes formas, com requisitos superiores em relação aos porta-paletes, quer em termos de robustez, quer em termos de altura de elevação e facilidade de manobra.

Os *Stackers* podem ser manuais (Figura 10), electro manuais (Figura 11) e puramente elétricos (veículos industriais classe III), (Figura 12).

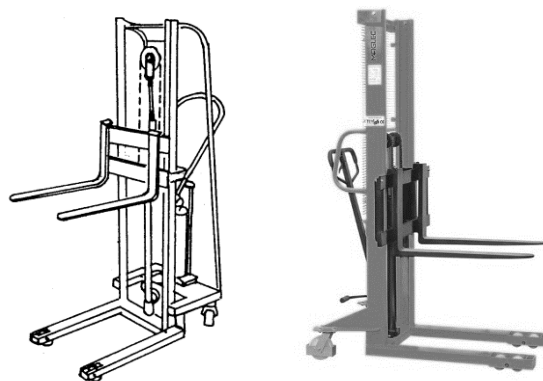


Figura 10 - (à esquerda) Desenho de *Stacker* manual, [7]; (à direita) Foto de *Stacker* manual, [8].

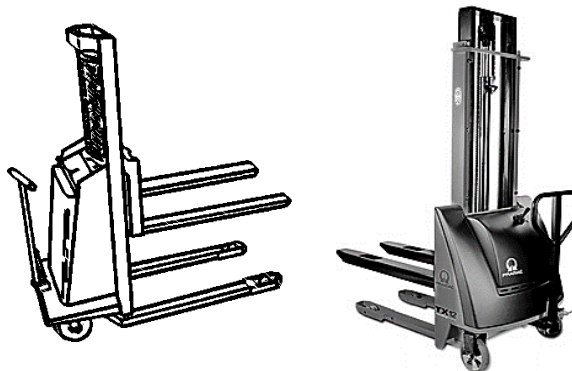


Figura 11 - (à esquerda) Desenho de *Stacker* electro manual, [6]; (à direita) Foto de *Stacker* electro manual, TX12 Pramac, [1].

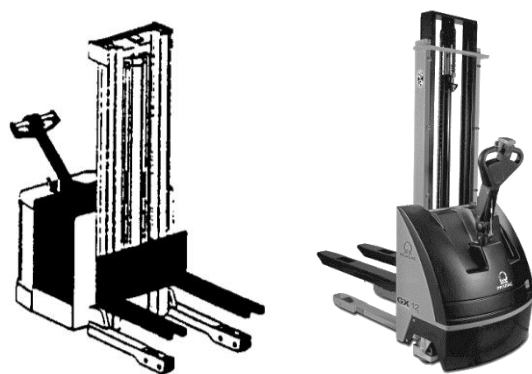


Figura 12 - (à esquerda) Desenho de *Stacker* elétrico - classe III, Cód.6, [6];  
(à direita) Foto de *Stacker* elétrico, GX12 Pramatic, [1].

Qualquer *Stacker* apresenta pernas de suporte para maior apoio da carga e garfos de elevação ajustáveis. São equipamentos muito leves e relativamente fáceis de manobrar.

Alguns modelos são dotados de sistema “*straddle*”<sup>1</sup> no *chassis*, o que permite melhorar a segurança e a estabilidade do veículo sendo, embora, mais limitados na colocação da carga e também veículos mais largos.

De seguida, classificamos sucintamente alguns dos principais veículos industriais abordados (conforme *Appendix II: Industrial Truck Association (ITA) Truck Classes*) [3].

Classe I: Camiões de motor elétrico, com contrapeso, posto de condução sentado e pneus sólidos ou pneumáticos (*Electric Motor Rider Trucks*).

Os veículos industriais da Classe I caracterizam-se por:

- Apresentarem estruturas contrabalançadas ou com contrapeso da carga;
- Serem acionados por um motor elétrico;
- Possuírem um lugar sentado para o condutor;
- Possuírem grande capacidade de elevação;
- Possibilitarem o trabalho em atmosferas pouco ventiladas e em ambientes muito refrigerados (ideais para a indústria alimentar, médica, química, etc.);

- Classe I - Código 1: Tipo contrabalançado, lugar sentado de condutor (ver Figura 13).

---

<sup>1</sup> *Straddle* - Termo que designa a montagem das bases de apoio (pernas “tipo garfo”) do equipamento em posição dimensionalmente mais afastada para proporcionar maior estabilidade na sustentação da carga.



Figura 13 - Veículo Classe I - Código 1: (à esquerda) Desenho - “Counterbalanced Rider Type, Stand Up” [3]; (à direita) - Foto de veículo marca CROWN [9].

- Classe I - Código 4: Tipo contrabalançado, de três rodas, com lugar sentado para condutor (ver Figura 14).

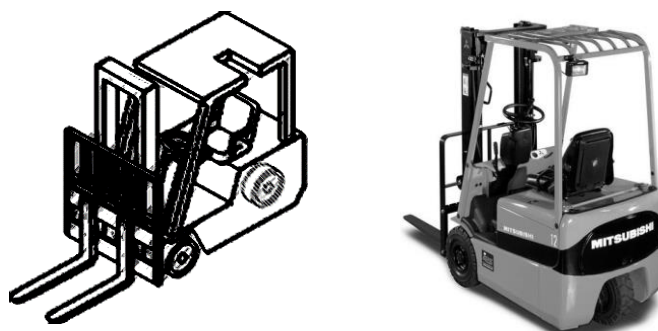


Figura 14 - Veículo Classe I - Código 4: (à esquerda) Desenho - Three wheel electric trucks, sit-down [3]; (à direita) - Foto de veículo marca MITSUBISHI [10].

- Classe I - Código 5: Tipo contrabalançado, com quatro pneus de camara de ar, com lugar sentado de condutor; (ver Figura 15)

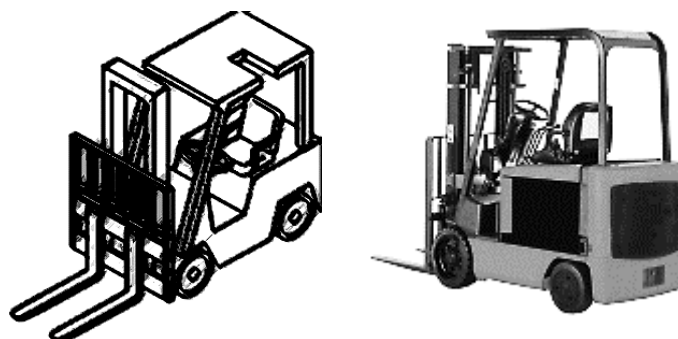


Figura 15 - Veículo Classe I - Código 5: (à esquerda) Desenho: Counterbalanced Rider Type, Cushion Tires, Sit Down [3]; (à direita) - Foto de veículo marca LiftsRus [11].

- Classe I - Código 6: De cabine contrabalançada e posto de condução sentado, de pneu com câmara de ar ou com qualquer outro tipo de rodado, inclui alta e baixa plataforma (ver Figura 16).

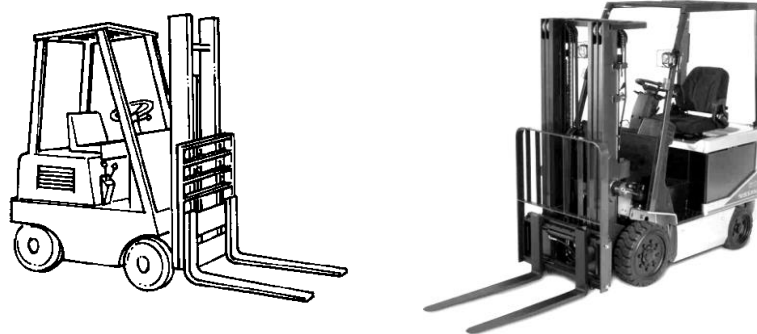


Figura 16 - Veículo Classe I - Código 6: (à esquerda) - Desenho: *Counterbalanced Rider, Pneumatic Tire, Sit Down (high platform)* [3]; (à direita) - Foto de veículo da marca *NISSAN* [12].

Classe II: Veículos de motor elétrico, de mais baixa potência, para corredores mais estreitos e com maior capacidade de elevação (*Electric Motor Narrow Aisle Trucks*).

De seguida, apresentamos alguns exemplos de veículos industriais Classe II.

- Classe II - Código 1: Alta capacidade de elevação (ver Figura 17).

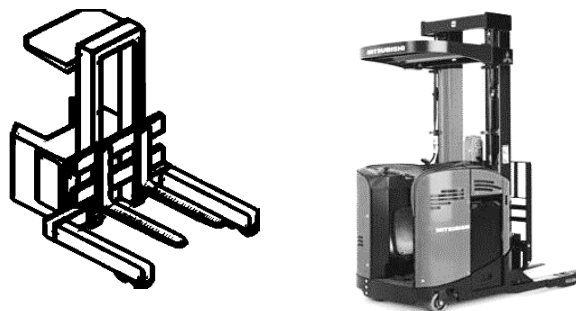


Figura 17 - Veículo Classe II - Código 1: (à esquerda) - Desenho: *High Lift Straddle* [3]; (à direita) - Foto de veículo marca *MITSUBISHI* [13].

- Classe II - Código 2: *Order Picker*, especialmente concebidos para a gestão de *stocks* (ver Figura 18).

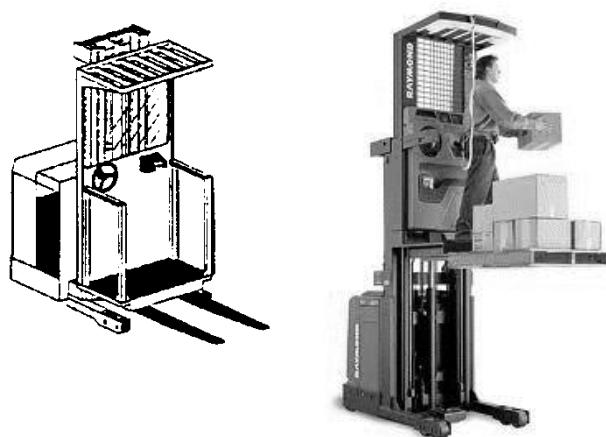


Figura 18 - Veículo Classe II - Código 2: (à esquerda) - Desenho: *Order Picker* [3] (à direita) - Foto de *Order Picker* marca *RAYMOND* [14].

- Classe II - Código 3: Veículo de motor elétrico, com contrapeso e pernas de suporte, tipo retrátil para maior alcance dos garfos e com cabine de condutor (especialmente concebidos para a gestão de stocks) - (ver Figura 19).

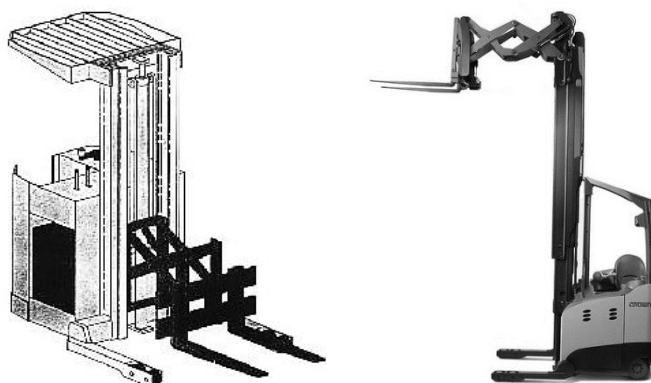


Figura 19 - Veículo Classe II - Código 3: (à esquerda) - Desenho: *Reach Type Outrigger* [3]; (à direita) - Foto de veículo da marca *RAYMOND* [14].

- Classe II - Código 4: Carregadores laterais de carga, camiões tipo torre, de mastro contrabalançado elevável e articulado, com banco de condutor - (ver Figura 20).

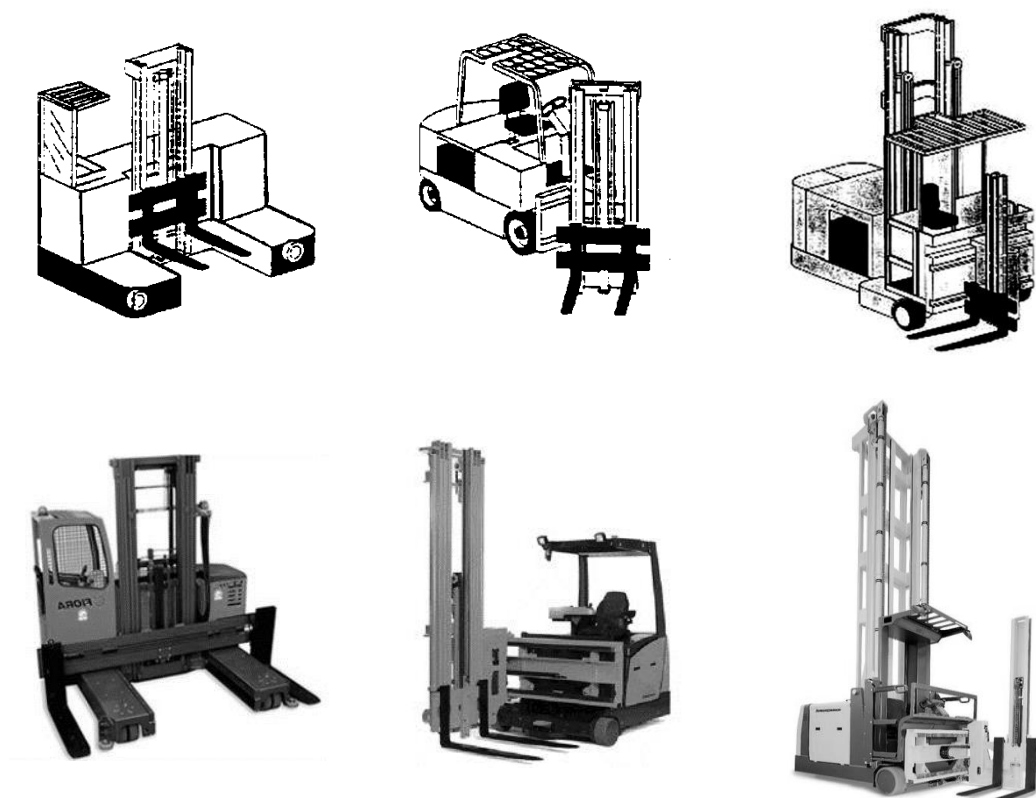


Figura 20 - Veículo Classe II - Código 4: (à esquerda) - Desenho [3] e foto de “Side Loaders Trucks” marca *FIORA* [15]; (ao centro) - Desenho [3] e foto de “Turrent Trucks” marca *JUNGHEINRICH* [16]; (à direita) - Desenho [6] e Foto de “Swing Mast and Convertible Turrent/Stock Pickers” marca *JUNGHEINRICH* [16].

- Classe II - Código 6: Veículos de motor elétrico de tração, do tipo porta-paletes e do tipo plataforma, para deslocamento de cargas não eleváveis, com posto de condutor sentado (ver Figura 21 e Figura 22).

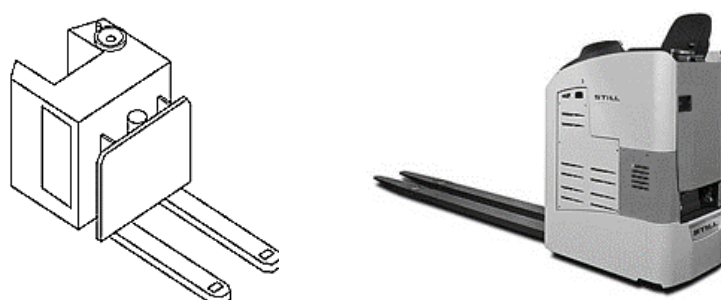


Figura 21 - Veículo Classe II - Código 6: “Rider seated low lift pallet truck”; (à esquerda) - Desenho porta-paletes elétrico [17]; (à direita) - Foto de porta-paletes elétrico marca *FU-X / FS-X STILL*, [18].

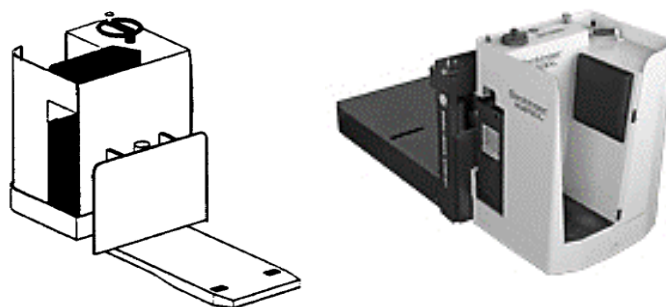


Figura 22 - Veículo Classe II - Código 6: “*Low Lift Plataforma*”; (à esquerda) - Desenho de plataforma com motor elétrico [19]; (à direita) - Foto de plataforma com motor elétrico marca *HUBTEX* [20].

Classe III - Carrinhos de motor elétrico, para corredores mais estreitos, com condutor apeado ou de pé sobre plataforma de transporte.

- Classe III - Código 1: Plataforma baixa, de motor elétrico para condutor apeado, (ver Figura 23).

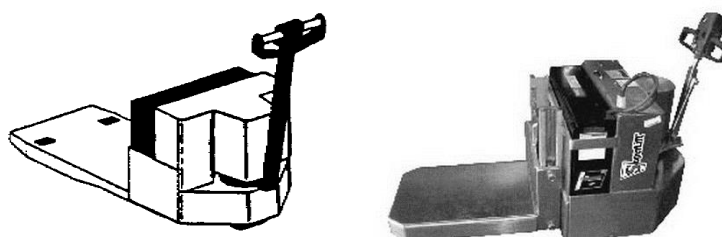


Figura 23 - Veículo Classe III - Código 1: “*Low Lift Plataforma*”; (à esquerda) - Desenho de plataforma baixa para condutor apeado [19]; (à direita) - Foto de plataforma baixa para condutor apeado [21].

- Classe III - Código 2: Porta-paletes, de motor elétrico para condutor apeado, (ver Figura 24).

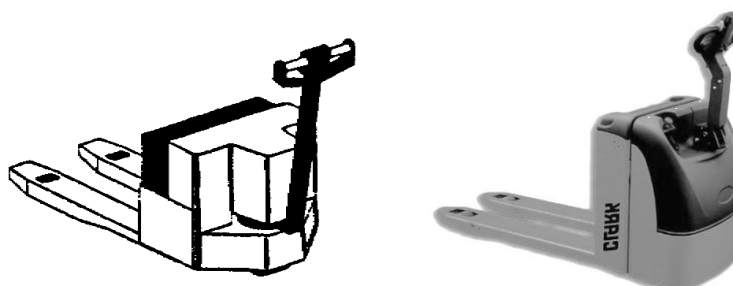


Figura 24 - Veículo Classe III - Código 2: “*Low Lift Pallet*”; (à esquerda) - Desenho porta-paletes elétrico [19]; (à direita) - Foto de porta-paletes elétrico marca *CLARK* [22].



- Classe III - Código 3: Rebocadores/Transportadores (ver Figura 25).

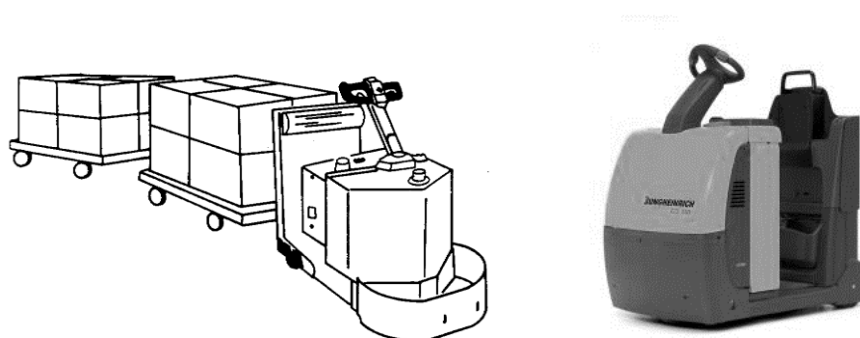


Figura 25 - Veículo Classe III - Código 3: *Tractors (Draw Bar Pull Under 999 lbs)*; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto de rebocador de carga da marca *JUNGHEINRICH* [16].

- Classe III - Código 4: Posto de condução sobre plataforma baixa, para transporte de cargas a baixo nível, com centro de controlo, (*Low Lift Walkie/ Center Control*), (ver Figura 26).

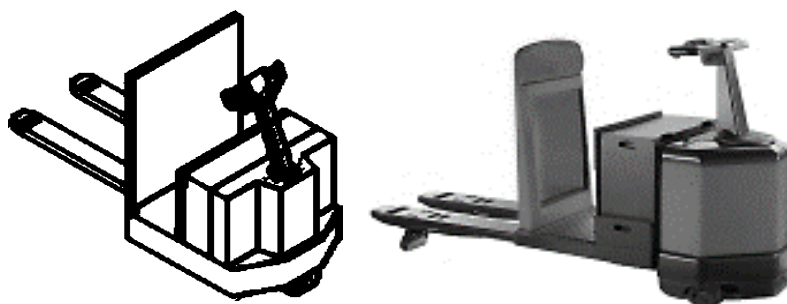


Figura 26 - Veículo Classe III - Código 4: "*Low Lift Walkie/center control*"; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto, veículo marca *LiftsRus* [11].

- Classe III - Código 5: Empilhadora retrátil, de condutor apeado e de porta-garfos retrátil, (*Reach Type Outrigger*), (ver Figura 27).

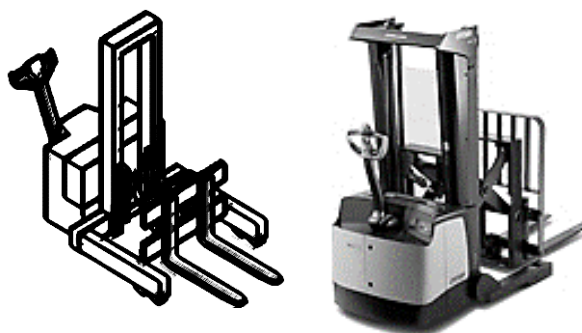


Figura 27 - Veículo Classe III - Código 5: "*Reach Type Outrigger*"; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto de veículo da Série *SHR 5500* da marca *CROWN* [9].

- Classe III - Código 6: *High Lift Straddle/ High lift Single Face Pallet*, (ver Figura 28).

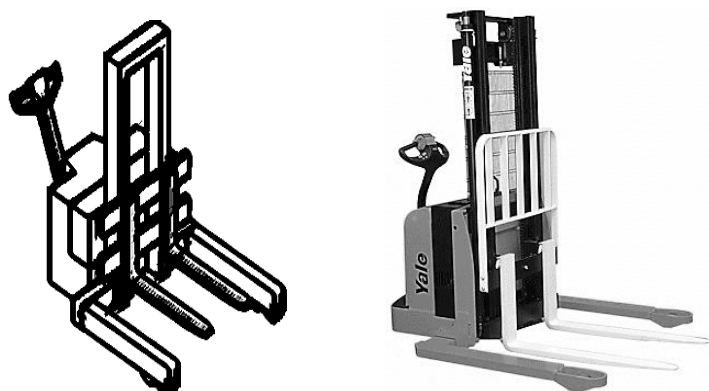


Figura 28 - Veículo Classe III - Código 6: “*High Lift Straddle*”; (à esquerda) Desenho [19]; (à direita) - Foto de “*Straddle Stacker Truck*”, modelo MSW-E marca Yale [23].

- Classe III - Código 7: Veículo com estrutura contrabalançada, para alta elevação de carga (*High Lift Counterbalanced*), (ver Figura 29).

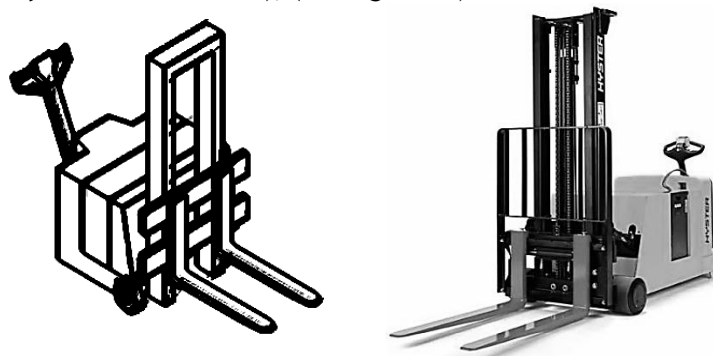


Figura 29 - Veículo Classe III - Código 7: “*High Lift Counterbalanced*”; (à esquerda) - Desenho [19]; (à direita) - Foto de veículo modelo W30ZC marca HYSTER [24].

- Classe III - Código 8: *Low Lift Walkie/Rider Pallet*, (ver Figura 30).

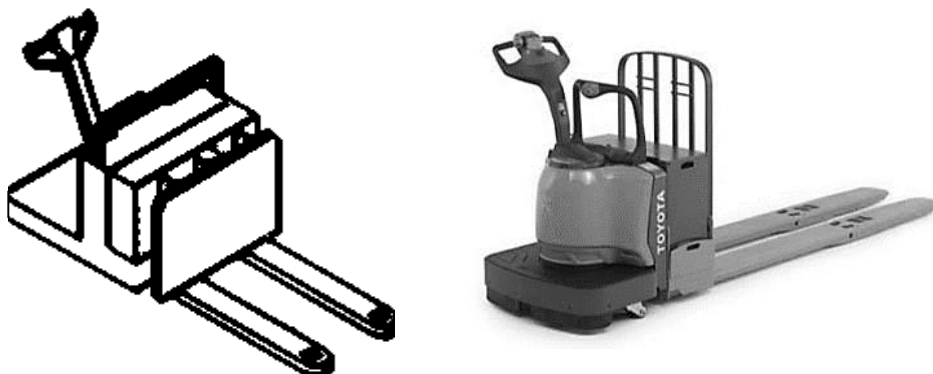


Figura 30 - Veículo Classe III - Código 8: “*Low Lift Walkie/Rider Pallet*”; (à esquerda) - Desenho [3]; (à direita) - Foto de porta-paletes elétrico com plataforma de condutor apeado marca TOYOTA [25].

A partir da classe III de veículos industriais, denota-se uma variação muito significativa das características construtivas, do modo de locomoção e do tipo de utilização a que se destinam, entre outros aspetos, distanciando-se estes equipamentos, em particular, da família dos “*Stackers*”. Por conseguinte, não se justifica uma abordagem mais aprofundada das restantes classes de veículos industriais nesta Dissertação.

Para melhor visualização e compreensão dos veículos industriais apresentados neste capítulo, recomenda-se a consulta do ANEXO I.

Conforme se poderá observar mais adiante neste Projeto de Dissertação, o equipamento desenvolvido não apresenta características construtivas semelhantes aos das classes de equipamentos aqui apresentadas.

O estudo preliminar do tipo e classes de veículos elétricos industriais destinados ao transporte e, em alguns casos, também à elevação, permitiram-nos avaliar os aspetos mais positivos e as principais limitações de cada um destes equipamentos e introduzir elementos de inovação e diferenciação.

A partir deste trabalho de pesquisa, foi-nos possível principiar o estudo de um possível veículo industrial alternativo destinado ao transporte e elevação de carga (1500 kg / 3,5 m).

### 3.2 Estado da arte

A experiência adquirida pela empresa “Transporel”, ao longo de vários anos de existência, no ramo do comércio de equipamentos de elevação e transporte, levaram esta empresa a concluir que é possível explorar um novo “nicho de mercado”, através de uma gama de veículos industriais intermédia, de características entre os *Stackers* e os Empilhadores.

Esta conclusão é baseada em informação comercial confidencial da empresa, respeitante ao seu volume de negócios, tipo de equipamentos disponíveis no mercado, custos de aquisição e comercialização, estudo da sua carteira de clientes e principais concorrentes.

Para este projeto de Dissertação, não se espera a consumação de um projeto final do *Stacker*, mas de um estudo preliminar da sua viabilidade técnica, sendo os estudos complementares, designadamente projeto de fabrico e ensaio, prototipagem, bem como estudos de viabilidade económico-financeira e de comercialização desenvolvidos numa segunda fase.

A “Transporel” pretende o projeto de inovação de um *Stacker* elétrico com características similares às apresentadas na gama de veículos (Classe III, Cód.6), mas intermédias face ao empilhador elétrico (Classe I, Cód.5).

A aproximação deste projeto a um *Stacker* tem por base os requisitos impostos pela empresa “Transporel”, os quais são melhor descritos mais adiante.

Os empilhadores são equipamentos muito robustos, com estrutura contrabalançada, para que exista equilíbrio do veículo em carga. Tal exige, naturalmente, um mínimo de peso estrutural igual ao peso da carga, com posição de centro de massa muito bem definido, em função do valor da carga e da respetiva altura de elevação, conforme se pode perceber pela análise da Figura 31.

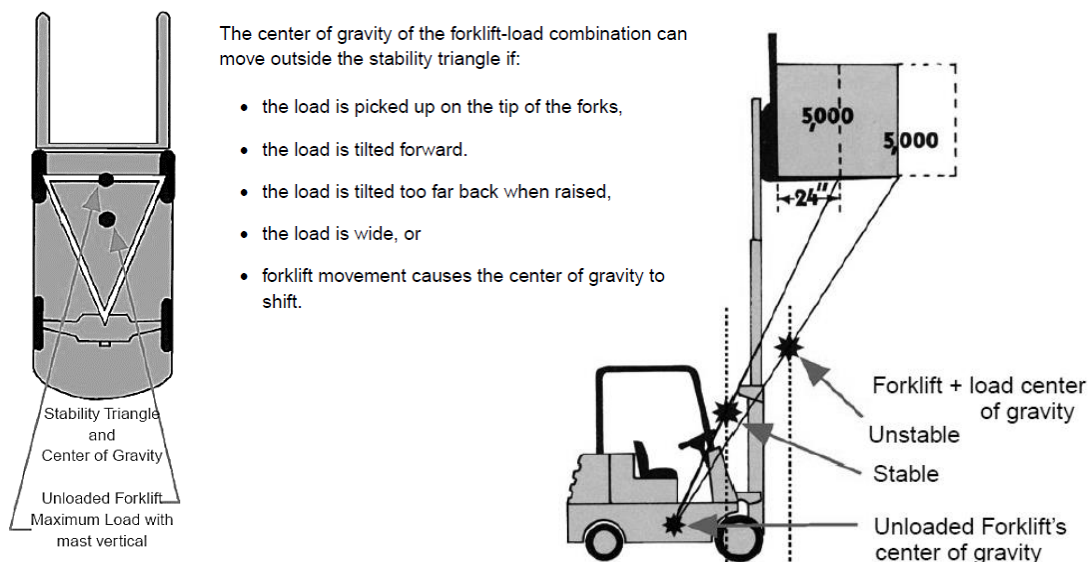


Figura 31 - (à esquerda): Desenho esquemático em vista superior de empilhador, com representação do triângulo de estabilidade; (à direita): Desenho esquemático de empilhador com carga em posição elevada, com posição de centro de gravidade [26].

É obrigatória a apresentação de uma placa sinalética na estrutura do *chassis*, com indicação da capacidade de carga em função da altura de elevação, para salvaguarda das condições de estabilidade e segurança.

Em contraposição, um *Stacker* apresenta pernas na parte frontal, o que permite garantir a quase totalidade da estabilidade da carga, apenas pelo correto dimensionamento do mastro-guia de elevação da carga e das respectivas pernas de apoio, formando uma estrutura rígida tipo “L”, conforme se pode observar na Figura 32 a).

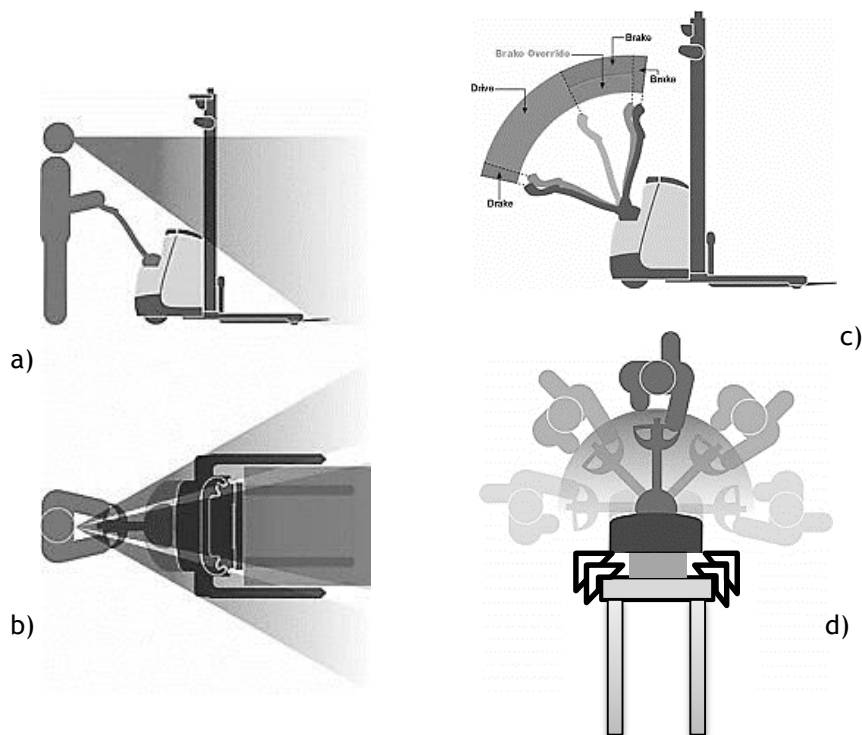


Figura 32 - Desenho esquemático de *Stacker* elétrico de baixa capacidade de carga e elevação; a) Vista lateral - visibilidade através do posto de condução apeado; b) Vista superior - visibilidade através do posto de condução apeado; c) Vista lateral - funcionalidades e posições da pegadeira; d) Vista superior - posições de manobrabilidade; [9].

Os *Stackers* são máquinas com boa manobrabilidade para condutor apeado. A condução é realizada através de uma pegadeira, com funções de comando, ligada ao eixo da roda motriz.

Trata-se de um sistema mecânico bastante mais simples do que o de um empilhador, logo, também mais económico. Confrontar Figura 32 a) b) c) e d).

Um *Stacker* dá a possibilidade de manobra em espaços mais reduzidos, uma vez que apresenta menores dimensões. Este tipo de veículo, de construção mais simples, quando comparada com um empilhador convencional, é também mais económico.

Pretende-se com esta Dissertação, ver melhorada a manobrabilidade do veículo entre corredores (menor número de manobras em espaços mais reduzidos).

No estudo efetuado, entre diversas marcas e fabricantes, não se conhecem *Stackers* com capacidade de elevação útil de 3,5 m e simultaneamente com altura total na posição recolhida inferiores a 2,250 m.

Estes últimos pressupostos e, também, a capacidade nominal de carga de 1500 kg levaram a empresa “Transporel” a propor o presente tema de Projeto de Dissertação.



# Capítulo 4

## 4. Normas, recomendações e legislação aplicável

Uma das principais pretensões da empresa Transporel Lda. com este trabalho de Dissertação prendeu-se com a identificação das normas e legislação de carater obrigatório que regulam as fases de conceção e comercialização de um equipamento com as características de um *Stacker*.

Neste capítulo, não se pretende uma explanação exaustiva da legislação e normas aplicáveis, mas apenas um enquadramento da sua aplicabilidade a este projeto.

Pelo exposto, pretendemos que a leitura deste documento permita uma rápida localização dos pontos mais relevantes dos normativos aplicáveis ao caso em estudo.

Nos capítulos dedicados ao desenvolvimento e especificações do projeto, sempre que relevante, será indicada a legislação e/ou normas que sustentam as soluções técnicas escolhidas.

### 4.1 Diretiva Máquinas - Decreto-lei n.º 103/2008 de 24 de Junho

**Aplicação específica a um *Stacker* elétrico:**

O presente projeto deve cumprir os requisitos necessários à marcação «CE».

Esta marcação indica a conformidade obrigatória para o produto a comercializar dentro do Espaço Económico Europeu (EEE) e pressupõe o cumprimento dos requisitos normativos da especialidade e da “Diretiva Máquinas” na forma do Decreto-lei n.º 103/2008, de 24 de Junho de 2008 (seu Anexo III).

Assim, esta marcação no veículo, conforme Figura 33, indica que o mesmo atende à legislação da União Europeia (UE), nomeadamente em requisitos de segurança, higiene e proteção ambiental estando, desta forma, credenciado a circular por todo o EEE.

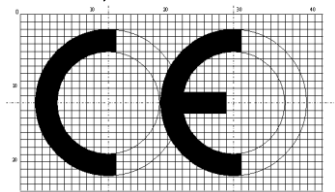


Figura 33 - Símbolo de marcação «CE», cujas proporções devem ser respeitadas em caso de ampliação ou redução - Conf. DL N.º 103/2008.

A marcação sobre o equipamento encontra-se regulamentada no Capítulo III - Artigo 10.º, do DL N.º 103/2008.

De acordo com o seu Anexo IV, “Categorias de máquinas para as quais a aplicação de um dos procedimentos referidos nos n.ºs 3 (*definição*) e 4 (*colocação no mercado*) do artigo 7.º (*procedimentos de avaliação da conformidade das máquinas*), a marcação CE é obrigatória”.

O *Stacker* pode ser enquadrado no n.º 17, ou seja, “*Aparelho de elevação de pessoas ou de pessoas e mercadorias que apresentam um perigo de queda vertical superior a 3 m*”.

O Anexo IX, do DL N.º 103/2008 especifica o “Exame CE de tipo”. Este é o procedimento através do qual um organismo notificado verifica e certifica que um exemplar representativo de uma máquina (anexo IV) satisfaz as disposições do presente decreto-lei.

Uma vez cumprido o exame mencionado no parágrafo anterior, procede-se como o especificado no Anexo II - «A - *Declaração CE de conformidade para uma máquina*». «*Esta declaração diz respeito apenas à máquina tal como se encontra no momento da colocação no mercado, excluindo-se os componentes adicionais e ou operações efetuadas posteriormente pelo utilizador final*». A referida «*declaração e as suas traduções devem ser redigidas nas mesmas condições do manual de instruções [v. Alínea a) e b) do n.º 1.7.4.1 do anexo I] e ser dactilografadas ou então manuscritas em letra de imprensa*».

Os aspetos mais relevantes à conceção estão indicados na “Diretiva Máquinas”, seu Anexo I, intitulada “*Requisitos essenciais de saúde e de segurança relativos à conceção e ao fabrico de máquinas*”, cujos requisitos gerais passamos a enumerar dada a importante relevância no contexto deste projeto:

«1 - O fabricante de uma máquina, ou o seu mandatário, deve assegurar que seja efetuada uma avaliação de riscos a fim de determinar os requisitos de saúde e de segurança que se aplicam à máquina. (...)». Assim, deve ser seguido um conjunto de advertências aplicáveis ao projeto de uma qualquer máquina que contribuem designadamente para:

«1- Requisitos essenciais de saúde e de segurança»:

Generalidades (1.1); (páginas 3771 a 3773):

- Princípios de integração da segurança (1.1.2),
- Materiais e produtos (1.1.3),
- Iluminação (1.1.4),
- Conceção da máquina com vista ao seu manuseamento (1.1.5),
- Ergonomia (1.1.6),
- Posto de trabalho (1.1.7),

Sistemas de Comando (1.2); (páginas 3771 a 3775):

- Segurança e fiabilidade dos sistemas de comando (1.2.1),
- Dispositivos de comando (1.2.2),
- Arranque (1.2.3),
- Paragem normal, opcional e de emergência (1.2.4.1 a 1.2.4.3),
- Conjuntos de máquinas - ou elementos de máquinas a incorporar (ponto 1.2.4.4),
- Seleção de modos de comando ou de funcionamento (1.2.5),
- Avaria do circuito de alimentação de energia (1.2.6),



Medidas de proteção contra perigos de natureza mecânica (1.3); (páginas 3775 a 3776):

- Risco de perda de estabilidade (1.3.1),
- Risco de rotura em serviço (1.3.2),
- Riscos devidos a quedas e projeções de objetos (1.3.3),
- Riscos devido a superfícies, arestas e ângulos (1.3.4),
- Riscos ligados a máquinas combinadas (1.3.5),
- Riscos ligados a variações das condições de funcionamento (1.3.6),
- Riscos ligados aos elementos móveis (1.3.7),
- Escolha da proteção contra riscos provocados pelos elementos móveis (1.3.8),
- Riscos devidos a movimentos não comandados (1.3.9),

Características exigidas para os protetores e os dispositivos de proteção (1.4); (páginas 3776 a 3777):

- Requisitos gerais (1.4.1),
- Requisitos especiais para protetores (1.4.2),
- Requisitos especiais para dispositivos de proteção (1.4.3),

Riscos devidos a outros perigos (1.5); (páginas 3777 a 3778):

- Energia elétrica (1.5.1) + Decreto-Lei n.º6/2008 de 10 de Janeiro,
- Eletricidade estática (1.5.2),
- Outras fontes de energia que não a eletricidade (1.5.3),
- Erros de montagem (1.5.4),
- Temperaturas extremas (1.5.5),
- Incêndio (1.5.6),
- Explosão (1.5.7),
- Ruído (1.5.8),
- Vibrações (1.5.8),
- Radiações exteriores (1.5.11),
- Risco de aprisionamento (1.5.14),
- Risco de escorregar, tropeçar ou cair (1.5.15),
- Descargas atmosféricas (1.5.16),

Manutenção (1.6); (página 3778),

- Manutenção da máquina - aspetos de segurança (1.6.1),
- Acesso aos postos de trabalho e aos pontos de intervenção (1.6.2),
- Isolamento das fontes de energia (1.6.3),
- Intervenção do operador (1.6.4),
- Limpeza das partes internas (1.6.5),

Informações (1.7); (páginas 3778 a 3779):

- Informações e avisos apostos na máquina (1.7.1),
- Informações e dispositivos de informação (1.7.1.1),
- Dispositivos de alerta (1.7.1.2),
- Avisos sobre riscos residuais (1.7.2),
- Marcação das máquinas (1.7.3),
- Manual de instruções (1.7.4)

Todavia, o *Stacker* além de pertencer à categoria de máquina assume ainda estatuto de veículo. Por essa razão, é ainda exigível o cumprimento suplementar do ponto 3 da Diretiva Máquinas, designadamente: «3 - *requisitos essenciais complementares de saúde e de segurança para limitar os perigos associados à mobilidade das máquinas*».

As máquinas que apresentam perigo devido à sua mobilidade, devem cumprir todos os requisitos essenciais de saúde e de segurança (v. princípios gerais, n.º 4 - a referenciar mais adiante neste documento), aplicáveis ao condutor e à máquina na sua génese e mobilidade.

Assim, enumeram-se os seguintes requisitos:

Generalidades (3.1); (página 3781),

Posto de trabalho, posto de condução (3.2), (3.2.1); (página 3781),

Sistemas de comando (3.3); (páginas 3782 a 3783),

- Dispositivos de comando (3.3.1),
- Arranque/deslocação (3.3.2),
- Deslocação de máquinas com condutor apeado (3.3.4),
- Falha do circuito de comando (3.3.5),

Medidas de proteção contra perigos de natureza mecânica (3.4); (página 3783),

- Movimentos não comandados (3.4.1),
- Elementos móveis de transmissão (3.4.2),
- Capotamento e tombamento (3.4.3),
- Quedas de objetos (3.4.4),
- Meios de acesso (3.4.5),

Medidas de proteção contra outros perigos (3.5); (páginas 3783 a 3784),

- Baterias (3.5.1),
- Incêndio (3.5.2),

Informações e indicações (3.6); (página 3784):

- Sinalização, sinais e avisos (3.6.1),
- Marcação (3.6.2),
- Manual de instruções: Vibrações, utilizações múltiplas (3.6.3 e seguintes),

Finalmente, o *Stacker* além de pertencer à categoria de máquina, assumir o estatuto de veículo, ainda se caracteriza por ser uma máquina com função de elevação. Por essa razão, é ainda exigível o cumprimento suplementar do ponto 4 da Diretiva Máquinas, designadamente: «4 - *requisitos essenciais complementares de saúde e de segurança para limitar os perigos associados a operações de elevação*».

As máquinas que impliquem perigo, devido a operações de elevação, devem cumprir todos os requisitos essenciais de saúde e de segurança pertinentes descritos na presente parte (v. princípios gerais, n.º4). De seguida enumeramos os diretamente aplicáveis a este projeto de dissertação:

Generalidades e definições: a) «Operação de elevação»; b) «Carga guiada»; c) «Coeficiente de utilização»; d) «Coeficiente de ensaio»; e) «Prova estática»; f) «Prova dinâmica»; g) «Habitáculo» (4.1) e (4.1.1); (páginas 3784 a 3787);

Medidas de proteção contra perigos de natureza mecânica (4.1.2);

- Riscos devidos a falta de estabilidade (4.1.2.1),
- Resistência mecânica (4.1.2.3),
- Roldanas, tambores, rolos, cabos e correntes (4.1.2.4),
- Controlo de movimentos (4.1.2.6),
- Movimento das cargas deslocadas (4.1.2.7),
- Adequação aos fins previstos (4.1.3)

Requisitos para máquinas movidas por uma energia diferente da força humana (4.2):

- Controlo dos movimentos (4.2.1),
- Controlo das solicitações (4.2.2),

Informações e marcações (4.3):

- Correntes, cabos e correias (4.3.1),
- Máquinas de elevação (4.3.3),

Manual de instruções (4.4):

- Máquinas de elevação (4.4.2),

Para o caso de ser previsto a aplicação de uma plataforma de trabalho no *Stacker*, há que considerar ainda os requisitos previstos para o efeito que seguidamente passaremos a caracterizar.

#### **Aplicação específica à Plataforma de Trabalho:**

No decreto-lei n.º103/2008 de 24 de Junho pode ler-se em «3 - *requisitos essenciais complementares de saúde e de segurança para limitar os perigos associados à mobilidade das máquinas*», mais concretamente em «3.2.3 - *Postos destinados às outras pessoas. - Se as condições de utilização previrem que outras pessoas, além do condutor, possam ser ocasional ou regularmente transportadas pela máquina ou nela trabalhar, devem ser previstos postos apropriados que permitam o respetivo transporte ou o trabalho sem riscos*» - página 3782.

De acordo com o constante no Artigo 3.º do mesmo DL, a plataforma de trabalho é definida conforme o disposto da alínea d) «*Acessório de Elevação*». Assim, tal como se prevê no ponto «4.1.2.5 - *Acessórios de elevação e seus componentes*» estes «*devem ser dimensionados tendo em conta os fenómenos de fadiga e de envelhecimento que decorrem de um certo numero de ciclos de funcionamento, dependendo do tempo de vida previsto nas condições de serviço especificadas para a aplicação prevista*» - (página 3785).

Relativamente às informações gerais na plataforma de trabalho estão previstas no ponto «4.3.2 - *Acessórios de elevação*» - página 3787. No que se refere ao manual de instruções deve ser cumprido o ponto «4.4.1 - *Acessórios de elevação (...)*» - (página 3787).

## 4.2 Normas aplicáveis

Para a elaboração deste projeto, além dos critérios de dimensionamento habituais que representam as boas práticas da engenharia, ao nível do dimensionamento estático e dinâmico, foram ainda consultadas as normas da especialidade a seguir indicadas.

- ISO 2328:2007 (FEM) - regulamenta os garfos de empilhadores;
- ISO 3691-5:2009 - segurança de carros em movimentação;
- NP EN 1726-2:2002 Parte 2 - requisitos suplementares para carros com posto de condução elevável e os carros especialmente concebidos para circular com a carga em posição elevada;
- NP EN 1495:2000 e NP EN 1495+A2:2009 - Plataformas elevatórias - Plataformas de trabalho suspensas em mastros;
- EN 294:1996 - Segurança de máquinas (distâncias de segurança para impedir que os membros alcancem zonas de perigo);
- EN 349:1993+A1:2008 - Segurança de máquinas (distâncias mínimas para evitar o esmagamento de partes do corpo humano);
- EN 280:2001 - Plataformas móveis para elevação de pessoas;
- EN ISO 12100-1:2003 - Segurança de máquinas (conceitos básicos);
- EN ISO 12100-2:2003 - Princípios técnicos;
- EN ISO 13857:2008 - Segurança de máquinas.

# Capítulo 5

## 5. Anteprojeto: Fases de desenvolvimento

Neste capítulo propomo-nos fundamentar as escolhas finais encontradas para o presente *Stacker*.

O anteprojeto comporta as fases de pesquisa, de estudo e de desenvolvimento de soluções com vista a dar resposta aos problemas e/ou dificuldades encontradas.

Esta fase, embora não muitas vezes compreendida em meio industrial, pois desta fase se esperam “resultados imediatos”, que nem sempre são possíveis, constitui o pilar para o desenvolvimento de um bom projeto.

Pelo exposto, e porque parte substancial do tempo de Projeto de Dissertação foi destinado à pesquisa, avaliação e tomada de decisões/validação de pressupostos, não podíamos deixar de fazer uma referência.

### 5.1 Fundamentação

A utilização de um *Stacker*, tal como sucede em outros veículos industriais destinados à movimentação, elevação e empilhamento de cargas, carece de precauções e respeito por medidas de segurança que constam nas normas da especialidade e legislação em vigor, as quais devem ser adequadamente estudadas, por forma a produzir resultados válidos.

No desenvolvimento deste projeto, o planeamento das tarefas teve por base uma análise crítica das motivações de potenciais clientes para a aquisição de um *Stacker* elétrico face ao tipo de equipamentos existentes no mercado com funções similares e, por vezes, complementares, às suas vantagens e limitações, para responder aos inconvenientes ou constrangimentos encontrados através de soluções alternativas. Em todo o processo, privilegiaram-se as opções que, à partida, poderão implicar uma solução com menores encargos.

De seguida, passamos a explicar as principais decisões enveredadas ao nível de projeto como:

- Escolha do tipo de palete e estabelecimento das dimensões dos garfos;
- Estudo da manobrabilidade e da capacidade de elevação.

## 5.2 Escolha do tipo de palete e estabelecimento das dimensões dos garfos

As paletes são estruturas que permitem apoiar cargas, visando facilitar o respetivo manuseio e empilhamento. Pode encontrar-se paletes em materiais tão distintos como o metal, a madeira, a borracha, o papelão e o plástico.

As dimensões das paletes encontram-se geralmente normalizadas, existindo várias medidas no mercado, de acordo com as necessidades específicas de serviço e do fim a que se destinam.

Na Tabela 2 indicam-se as dimensões *Standard*.

Local	Medida	Padrão
América do Sul	1000 x 1200 mm	-
América do Norte	1219 x 1016 mm (48 x 40')	-
América do Norte	1054,2 x 1054,2 mm (42 x 42')	-
Brasil	1000 x 1200 mm	<i>PBR1</i>
Brasil	1050 x 1250 mm	<i>PBR2</i>
Ásia	1100 x 1100 mm	<i>JIS</i>
África	1000 x 1200 mm	-
Europa	1200 x 800 mm	<i>Europallet</i>
Europa	1000 x 1200 mm	<i>Europallet</i>
Europa	1140 x 1140 mm	<i>Europallet</i>

Tabela 2 - Dimensões das paletes existentes no mercado, [27].

As paletes de utilização mais vulgar são as construídas em madeira. A configuração e capacidade de carga das mesmas pode variar muito significativamente entre si, conforme se pode observar na Figura 34.

A escolha de um equipamento para empilhamento de cargas requer cuidado na seleção da paleta a utilizar, para evitar constrangimentos futuros.

Para a carga máxima de 1500 kg exigida para este projeto, tivemos de escolher o tipo de paleta mais adequada ao empilhamento de cargas sobre prateleiras e sobre os garfos do *Stacker*.

Observa-se que de entre os diversos tipos de paletes que se podem comprar ou alugar no mercado, o formato mais utilizado em *Stackers* é a “Euro paleta”, também conhecida por Paleta *UIC 435-2*, [27].

Da gama de dimensões existentes apenas a de formato 1200 x 800 mm apresenta os requisitos mínimos para a capacidade de carga exigida, conforme se demonstra no Tabela 3 ou por consulta na norma *DIN 15146-2*.

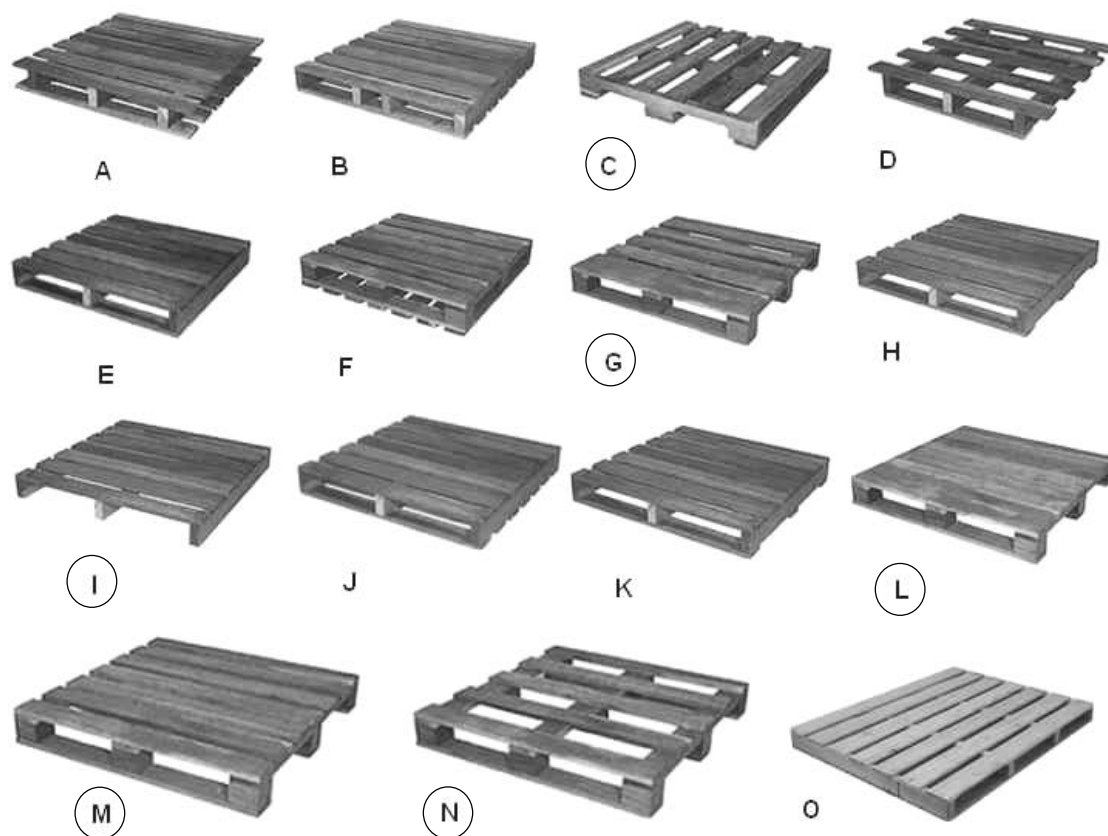


Figura 34 - Modelos de paletes de madeira - inscritas em circunferência para *Stacker* [27].

#### Legenda:

- A - Pallet de 2 entradas, dupla face reversível, aba lateral para içamento por cabos, uso com empilhador<sup>2</sup>;
- B - Pallet de 2 entradas, dupla face reversível, quatro longarinas e uso com empilhador;
- C - Pallet de 4 entradas, longarina com corte, usável em empilhador, porta-paletes e *Stacker*;
- D - Pallet de 2 entradas, aba lateral para içamento por cabos, usável em empilhador, porta-paletes;
- E - Pallet de 2 entradas, usável em empilhador, com calço;
- F - Pallet de 4 entradas, dupla face reversível, usável em empilhador;
- G - Pallet de 4 entradas, usável em empilhador, porta-paletes e *Stacker*;
- H - Pallet de 2 entradas, usável em empilhador;
- I - Pallet de 2 entradas, usável em empilhador, porta-paletes e *Stacker*, sem peças na face inferior;
- J - Pallet de 2 entradas, usável em empilhador, com calço;
- K - Pallet de 2 entradas, usável em empilhador;
- L - Pallet de 4 entradas, usável em empilhador, porta-paletes e *Stacker*, face superior sem vão entre as peças;
- M - Pallet de 4 entradas, usável em empilhador, porta-paletes e *Stacker*;
- N - Pallet de 4 entradas, usável em empilhador, porta-paletes e *Stacker*, face superior com grande vão;
- O - Pallet com madeiras abauladas (sem quina). Próprio para sacarias, pois evita o rasgamento.

<sup>2</sup> Os empilhadores possuem garfos do tipo forquilha.

Euro palete / Características principais	
Dimensões (mm)	144 x 800 x 1200 mm
Material	Madeira de Pinho
Peso	≈ 30 kg
Capacidade de carga nominal: se a carga é distribuída aleatoriamente em toda a superfície do estrado.	1000 kg
Capacidade de carga uniformemente distribuída por toda a superfície do estrado.	1500 kg
Referência	<i>Euro-Pallet (UIC 435-2)</i>

Tabela 3 - Dimensões e requisitos estruturais conforme a norma *DIN 15146-2*.

A Euro palete é uma paleta normalizada, marcada com o sinal de uma Companhia Ferroviária Europeia como *DB (Deutsche Bahn)* e o sinal da Paleta Europeia “EUR”, conforme se pode observar na Figura 35 e 36.

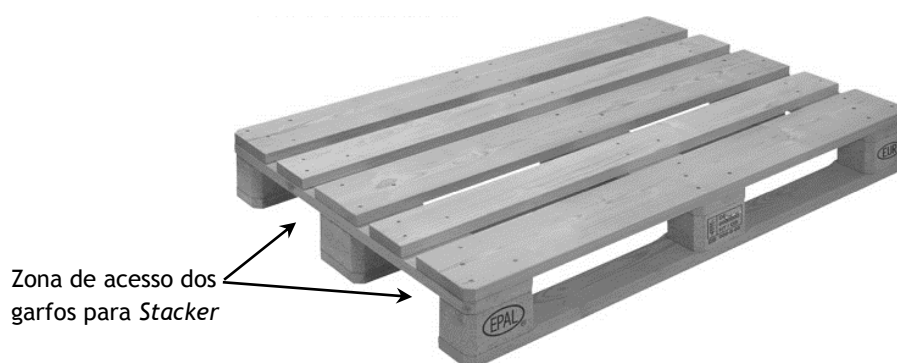


Figura 35 - Fotografia de *Euro-Palette* 144 x 800 x 1200 mm, [28].



Figura 36 - Marcas sobre paleta homologada, [28].

Apenas as paletes com estas marcas, podem ser designadas como sendo verdadeiras "Euro paletes", e apenas as paletes produzidas por fabricantes licenciados podem ostentar o logótipo "EUR".

De acordo com o Diário da Republica (DR), 1.ª série - N.º 41 - 27 de fevereiro de 2009, Portaria n.º 230-B/2009 de 27 de fevereiro, também a Portaria n.º 1339-A/2008, de 20 de



novembro e a Norma NP 4487 <sup>3</sup>, em consonância com a Decisão n.º 2006/133/CE, da Comissão Europeia, de 13 de fevereiro, as paletes de madeira devem ser tratadas ou fumigadas<sup>4</sup> para evitar propagação do “bicho da madeira” e naturalmente também a perda de características de resistência.

Apesar da muito frequente utilização da “Euro palete” em Portugal e no espaço europeu, este constrangimento legislativo impõe o cumprimento de medidas de proteção fitossanitária, razão pela qual alguns comerciantes e operadores logísticos têm optado por recorrer a paletes plásticas mais resistentes embora mais dispendiosas.

Por se tratar de uma legislação que prevê um conjunto de medidas de caráter temporário, e obrigatória apenas para determinadas zonas classificadas como críticas do território nacional e europeu, iremos projetar o *Stacker* por forma a poder utilizar esta palete.

Porém, salvaguardando a possibilidade deste tipo de palete apresentar tendência futura de diminuição na procura, escolhemos também outro tipo de palete *standard*, em material plástico reciclável, como as conhecidas paletes OIP<sup>5</sup> [29], *Kaiserkraft* [30], ou Eco<sup>6</sup>, adequadas à capacidade de carga exigida.

As paletes de polietileno (material inicial), conforme se pode observar na Figura 37 e Tabela 4, apresentam inúmeras vantagens como capacidades de carga elevada em sistemas de armazenamento e estantes, são recicláveis, insensíveis à humidade, e apresentam aplicação diversa inclusive na área não alimentar.

Assim, foi necessário articular a dimensão dos garfos do *Stacker* às dimensões da “Euro palete” e da “Palete Eco” prevendo alguma folga para que a manobra de encaixe dos garfos na palete não se tornasse uma tarefa difícil. Em contraposição, não deverá existir demasiada folga entre a palete e os apoios dos garfos, uma vez que a palete encontrar-se-á apenas apoiada sobre a estrutura de elevação podendo existir algum deslizamento durante a movimentação da carga, sobretudo se a carga apresentar descentragem geométrica do respetivo centro de gravidade, relativamente ao centro geométrico e de gravidade da palete.

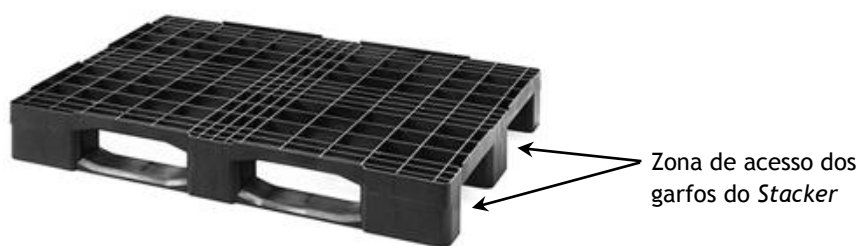


Figura 37 - Palete Eco E5 (3R-OP) - Rotom Ref.:28878, [28].

<sup>3</sup> NP 4487 - Madeira serrada, paletes e outras embalagens de resinosas. Tratamento fitossanitário pelo calor para eliminação do nemátodo da madeira do pinheiro (*Bursaphelenchus xylophilus*).

<sup>4</sup> Fumigado - quando uma palete de madeira passa pelo processo de tratamento fitossanitário que pode ser a gás (brometo de metila) ou HT (a calor) deixando a mesma imune a pragas pré-existentes na madeira evitando a contaminação de locais ou ambientes. (Fonte: <http://www.logiscal.com>); maio de 2013.

<sup>5</sup> Material HDPE/LDPE (Polietileno de alta / baixa densidade) - Principal fabricante: OIP - Osona Industrial Plastic, [29].

<sup>6</sup> Eco - Designação devido ao facto do polietileno ser reciclável.

Palete Eco - PE / Características principais	
Dimensões (mm)	150 x 800 x 1200 mm
Material	HDPE LDPE PO
Peso	1 kg
Capacidade de carga dinâmica	1000 kg
Capacidade de carga estática	4000 kg
Capacidade máxima em <i>rack</i>	500 kg
Referência do artigo	<i>Rotom Ref.:28878</i>

Tabela 4 - Dimensões e requisitos estruturais retirados da ficha técnica do produto, [28].

Por forma a dar resposta aos constrangimentos introduzidos pela folga entre as paletes e os garfos de apoio da carga, a geometria da extremidade dos garfos é mais estreita, o que permite principiar um melhor apontamento dos garfos nas duas entradas da paleta, conforme se pode observar na Figura 38. Uma vez principiado este encaixe, a geometria das entradas da paleta deverá aproximar-se progressivamente às dimensões dos garfos.

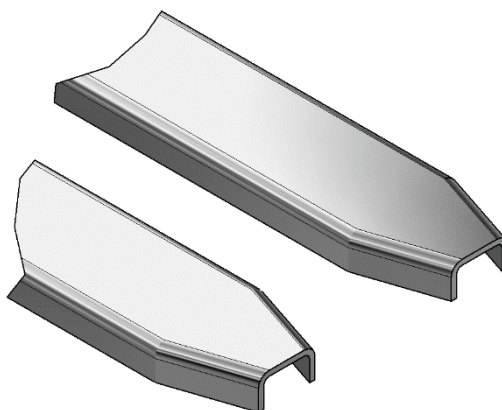
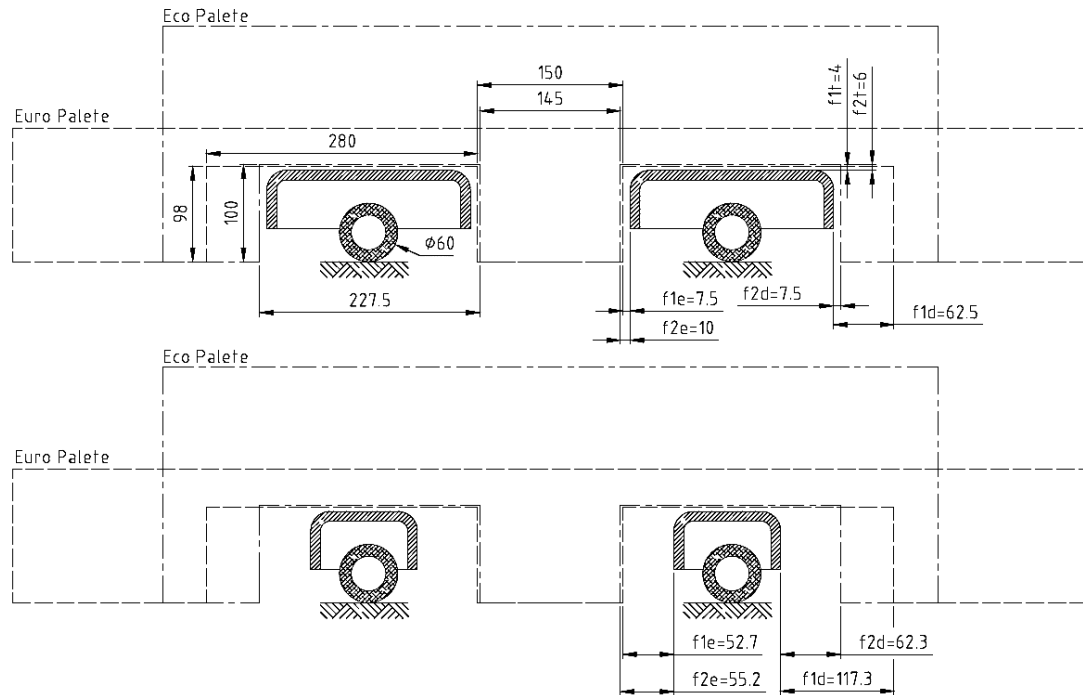


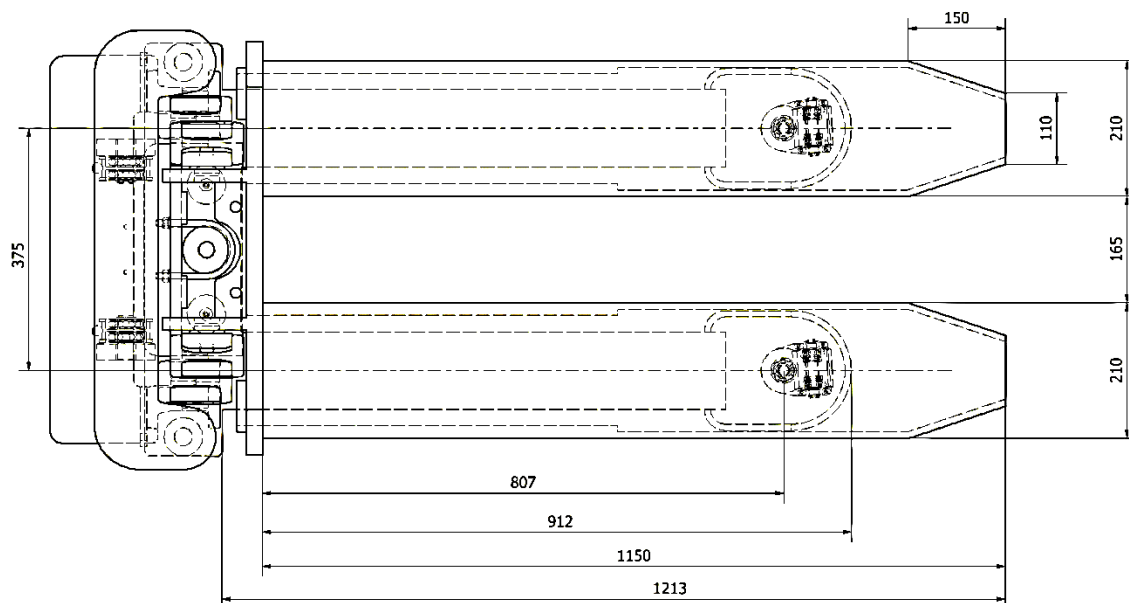
Figura 38 - Extremidade dos garfos da estrutura porta-carga.

Na Figura 39, apresenta-se a sobreposição das dimensões interiores da “Euro paleta” e da “Paleta Eco” que serviram de referência para o dimensionamento dos apoios fixos dos garfos (posicionados ao nível do solo) e da estrutura elevatória porta-garfos (para elevação da carga).

A ficha técnica e dimensões destas paletes encontram-se no ANEXO VII para consulta.



Na Figura 40, apresentamos as dimensões encontradas para a estrutura porta-garfos do *Stacker* deste projeto.



### 5.3 Estudo da manobrabilidade e da capacidade de elevação

Este projeto visa estudar a possibilidade de encontrar um equipamento que permita a introdução de aspetos de inovação e melhoria no âmbito da manobrabilidade, comparativamente com os demais *Stackers* elétricos existentes no mercado, nomeadamente no que se refere aos seguintes aspetos:

- Possibilidade de operações de carga e descarga em espaços mais reduzidos;
- Melhorar a manobrabilidade, permitindo mudanças de direção em corredores mais estreitos.

Para melhor compreensão desta matéria é importante perceber como estão organizados os espaços onde vão operar os *Stackers*.

A aquisição de um *Stacker* para movimentação e empilhamento de cargas em setores logísticos, requer uma utilização pensada e racionalizada. Devido à limitação nos acessos a estantes e prateleiras ao nível das pernas da base de apoio, isto é, à cota de nível do solo, é preciso prever que ao ser alinhada uma carga em altura estamos simultaneamente a alinhar as pernas da base de apoio dos garfos, conforme se representa na Figura 41.

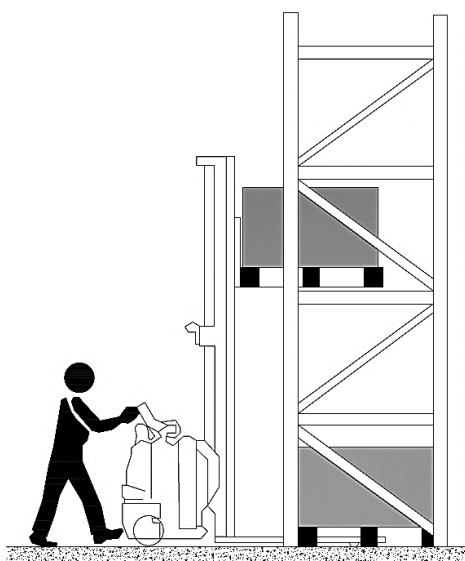


Figura 41 - Desenho esquemático de colocação da carga, em altura, sobre prateleira com recurso a um *Stacker* convencional.

Se por um lado, à partida, esta condicionante da estrutura do *Stacker* pode parecer uma desvantagem, na prática poderá contribuir para garantir uma melhor organização em armazém, em que as cargas nos diversos níveis de prateleiras ficarão perfeitamente alinhadas, conferindo ao armazenamento um aspeto mais arrumado.

O *Stacker* movimenta, obrigatoriamente, as cargas sempre sobre paletes. Por esse motivo, o acondicionamento das cargas sobre as prateleiras também deverá ser efetuada com recurso a paletes, conforme se pode observar na Figura 42.

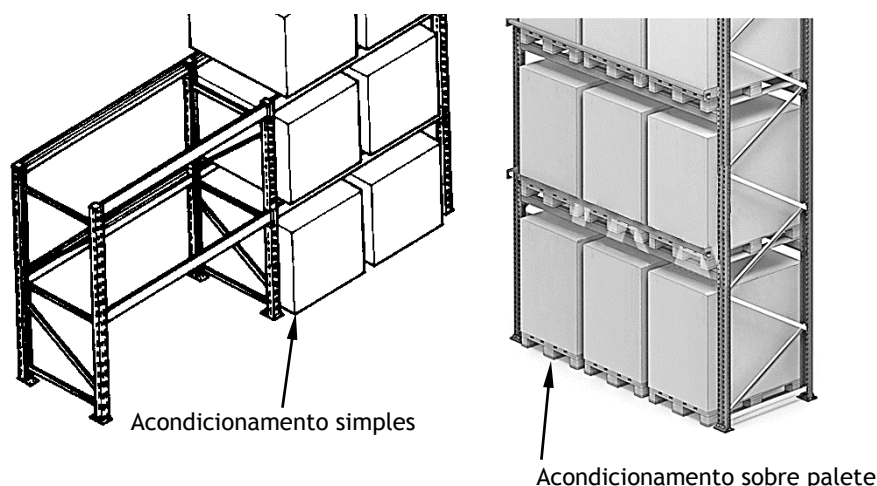


Figura 42 - Acondicionamento da carga sobre Rack: (à esquerda) Rack sem paleta; (à direita) Rack com paleta; [31].

As estruturas tipo *rack* são largamente utilizadas para o empilhamento das cargas sobre paleta. Estudando estas estruturas, verifica-se que a respetiva dimensão varia significativamente em função da capacidade de carga e do número de paletes a introduzir por andar, razão pela qual não se apresentam neste texto dimensões ao nível da largura do *rack*. A aquisição deste tipo de estrutura requer sempre consulta das recomendações do fabricante. Todavia, constata-se que existem estruturas que permitem, em largura, introduzir até um máximo de 3 paletes de 800 x 1200 mm. A altura máxima comercializável são 8 m com 5 andares de empilhamento, conforme se apresenta na Figura 43.

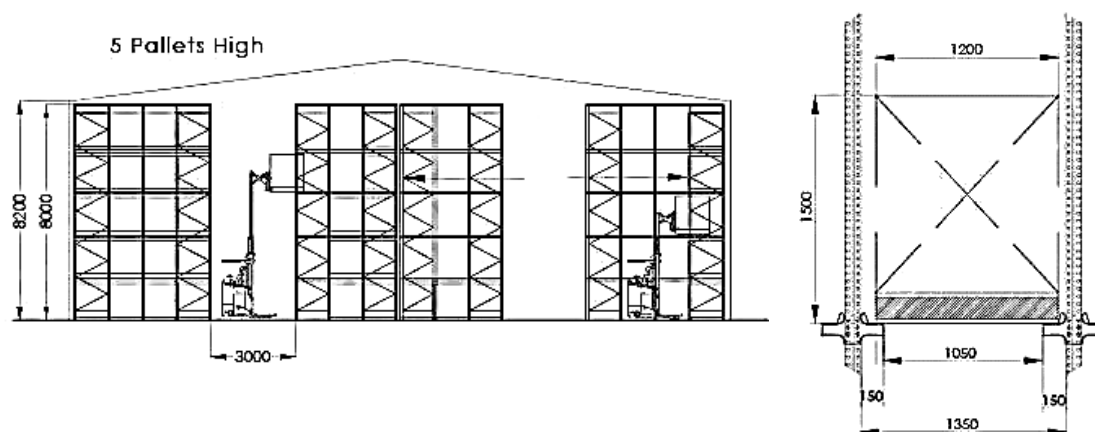


Figura 43 - (à esquerda) Armazém; (à direita) Geometria da estrutura de um *rack* para empilhamento de paletes, com dimensões em milímetros, [32].

A largura de corredor é, geralmente, 3000 mm para veículos da gama *Rider trucks* e *Stackers*, para posicionamento, empilhamento da carga e mudança de direção.

É sabido, que os espaços destinados ao *stock* ou armazenagem geram custos às empresas, sendo naturalmente conveniente conseguir alocar a maior quantidade de mercadorias na menor área de ocupação possível.

A tendência observada vai no sentido de diminuir o espaço de corredor, o que traz constrangimentos aos veículos e aos operadores que manipulam as cargas.

No estudo realizado para os diversos equipamentos de elevação, constatamos que existe um equipamento, em particular, com características muito interessantes por apresentar maior capacidade de elevação para menor espaço de manobra. É designado por *Mini Bendi*, (conforme Figura 44) e garante um mínimo espaço de manobra em corredor de 1800 mm, sendo também articulável a 220°. Consultar ANEXO I.



Figura 44 - Foto de veículo da marca *Bendi* com estrutura contrabalançada para condutor apeado; [33].

No estudo realizado para este veículo, consideraram-se *racks* de 5 prateleiras e uma área de armazém correspondente a 1050mm<sup>2</sup> (34,5 m x 30,5 m) e analisou-se a capacidade de armazenagem (sobre palete) em função da largura de corredor, o resultado foi um aumento desta capacidade em 870 paletes, conforme se apresenta na Tabela 5.

Capacidade de <i>Stock</i> (1050m <sup>2</sup> )	Largura de corredor
1440 paletes	3,8 m
2310 paletes	1,8 m

Tabela 5 - Capacidade de armazenagem em paletes em função da largura de corredor.

Para melhor compreensão da mobilidade, transporte e manobrabilidade dos *Stackers* convencionais, existentes no mercado, pesquisamos entre diversas marcas e fabricantes. Após essa análise constata-se que as características, modo geral, são equivalentes entre equipamentos da mesma gama de trabalho.

Como objeto de comparação e estudo, tomamos como exemplo o *Stacker* da marca *Lifter* série *LX16/35*, com capacidade de carga de 1600 kg e capacidade elevação de 3,5 m, similares às impostas para este projeto. O catálogo do produto, conforme a Figura 45, pode ser encontrado no catálogo comercial do fabricante, [1].

Na empresa “Transporel” foi, também, possível desmontar um *Stacker GX12/35 Duplex* da marca *Pramac* e fazer o respetivo registo fotográfico dos seus principais órgãos e componentes. Assim, para melhor compreensão da pesquisa realizada recomenda-se a consulta do ANEXO II.

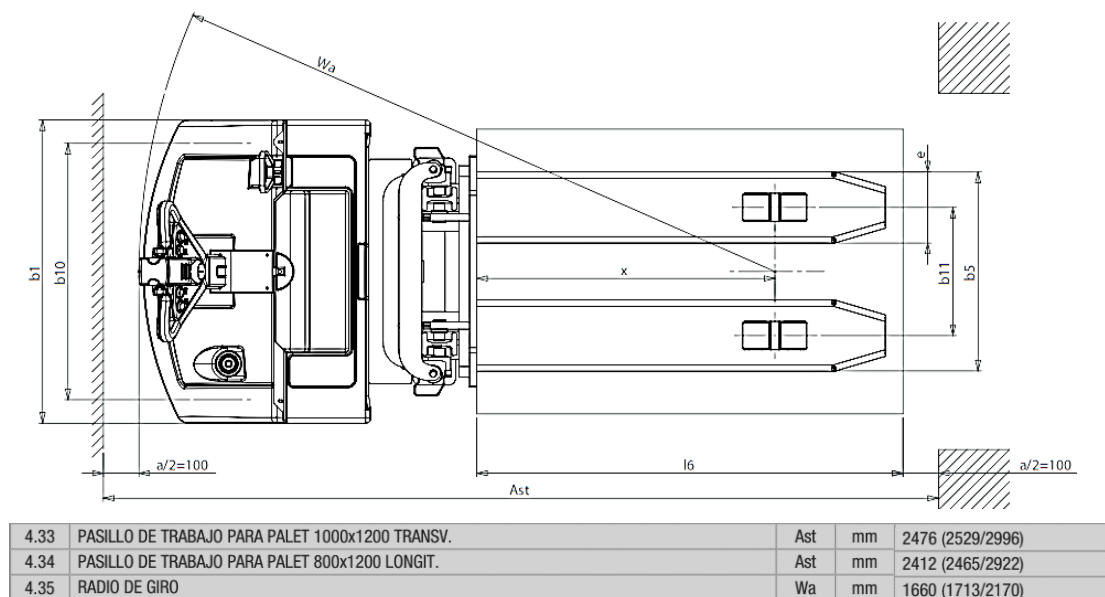


Figura 45 - Vista de cima: *Stacker* marca *Lifter*, série *LX16/35 Duplex*, [1].

Pode observar-se que, para esta capacidade de carga, nas pernas de apoio do *Stacker* existem dois roletes por perna. A manobrabilidade do equipamento é conseguida pela roda de tração fixa ao eixo da pegadeira de comando e pelo movimento assistido dos roletes.

Parte da dificuldade sentida pelo operador no manuseamento de um *Stacker*, principalmente quando muda de direção, deve-se ao “arrasto” dos roletes que trabalham fixos na base dos garfos, facto que obriga o operador a sucessivas correções da trajetória e exige alguma prática de condução neste tipo de veículo industrial.

Na Figura 46, pode observar-se o tipo de rolete utilizado nas pernas de apoio dos *Stackers* convencionais.

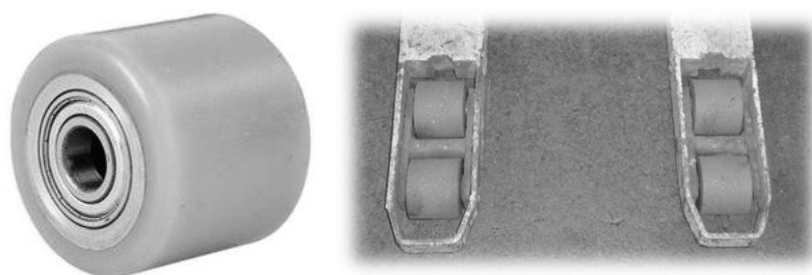


Figura 46 - (à esquerda) - Foto de rolete em *Nylon*: marca *Gayner, Blickle*; [34]; (à direita) - Foto das pernas de apoio da base dos garfos de um *Stacker*, tipo *LX16/35* da marca *Lifter*.

O ideal para melhorar a manobra seria que as pernas da base do *Stacker* (ou garfos da base de apoio) respondessem em simultâneo com a ação de comando da roda de tração. Para tornar esta ação efetiva, é necessário que toda a estrutura de apoio da carga se encontre solidária à roda de tração e ao respetivo sistema de comando. A resposta mecânica ao impulso

do movimento imposto pelo movimento da roda de tração só será imediata caso as pernas de apoio possam acompanhar o movimento do guiamento.

Desta forma, a configuração ideal teórica seria a aproximada a uma esfera, pois o movimento produzido poderia adotar a trajetória desejada, isto é, qualquer direção e sentido. Por essa razão, fomos procurar soluções já existentes no mercado. Encontramos vários tipos de rolamentos de apoio esféricos mais conhecidos por “*ball transfer units*”, conforme se observa na Figura 47.



Figura 47 - (à esquerda) Desenho de rolamento de apoio esférico [35]; (ao centro e à direita) Imagens do Catálogo *Omnitrack*, [36].

Todavia, esta solução acabou por ser abandonada uma vez que as mesmas não garantiam a capacidade de carga imposta, não possibilitavam as condições de serviço em ambientes com sujidade e humidade, além de apresentarem um custo elevado.

Os rodízios, por serem rodas giratórias são componentes que permitem realizar a função de movimento em posição facilmente orientável. Sucede, porém, que não existem no mercado rodízios com a capacidade de carga pretendida que satisfaçam as restrições geométricas para incorporação nas pernas dos garfos de apoio. Assim, projetamos um rodízio de capacidade superior, para um espaço reduzido, calculado por estabelecimento da dimensão limite disponível para trabalho no garfo da base. De seguida, apresentamos uma vista global do rodízio projetado, conforme a Figura 48.

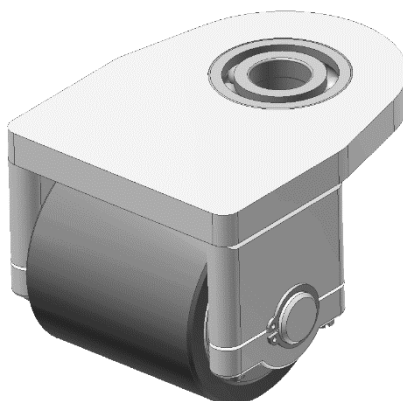


Figura 48 - Vista geral do rodízio projetado.



No Capítulo 6, deste Projeto de Dissertação, pode encontrar-se o dimensionamento deste rodizio e no ANEXO III os respectivos desenhos de ilustração.

O material escolhido para o piso dos rodízios montados nas pernas da base de apoio dos garfos, bem como da roda de tração e rodízios do corpo do *chassis* deverá ser o *Vulcollan®*, por permitir o trabalho no interior e no exterior.

Na Figura 49 ilustramos um esboço do *Stacker* na sua fase inicial de desenvolvimento.

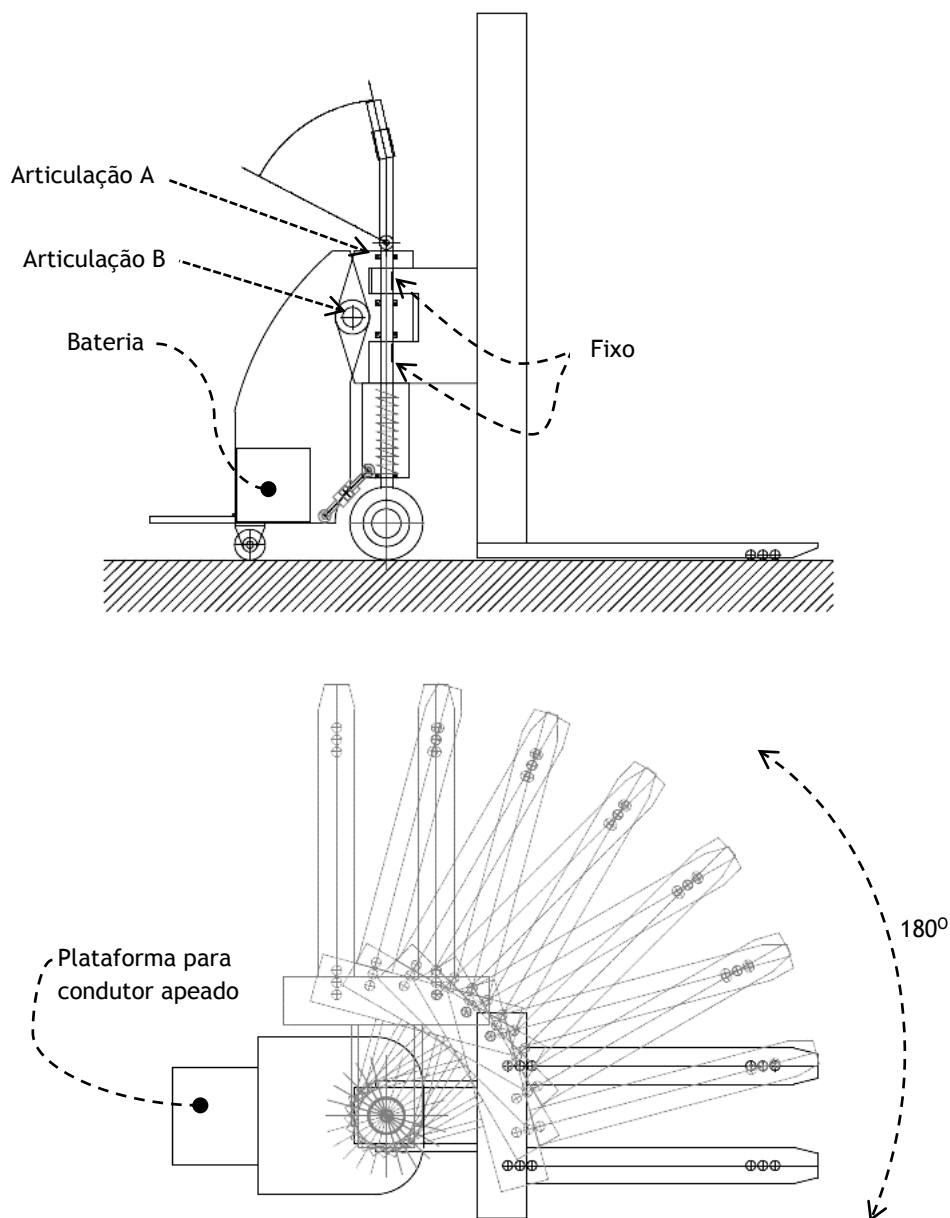


Figura 49 - Esboço: Vista principal e vista superior do *Stacker* em posição de funcionamento.

Neste esboço pode ver-se a estrutura das pernas de apoio do *Stacker* (aqui ainda com rolamentos de esferas). Toda a estrutura de elevação deverá funcionar de modo solidário à roda de tração. O equipamento deverá articular em torno do eixo de direção (Articulação A), segundo um ângulo máximo previsto de 180°.

De seguida, procedemos à verificação da manobrabilidade e ao estudo do efeito introduzido pela articulação no movimento do veículo, conforme se representa na Figura 50 e na Figura 51.

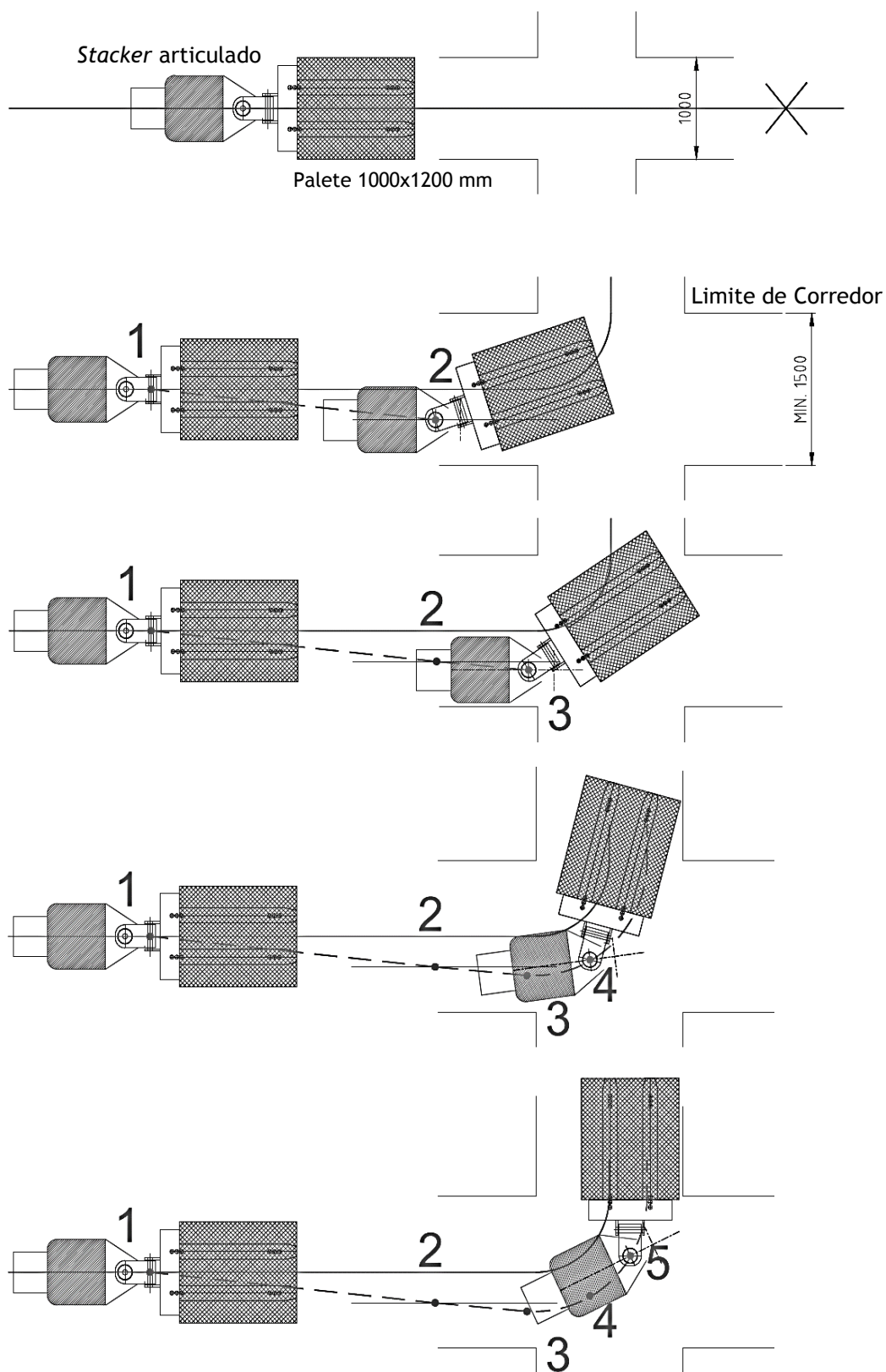


Figura 50 - Estudo da manobrabilidade do *Stacker* articulado em função da largura de corredor mínima (1,5 m).

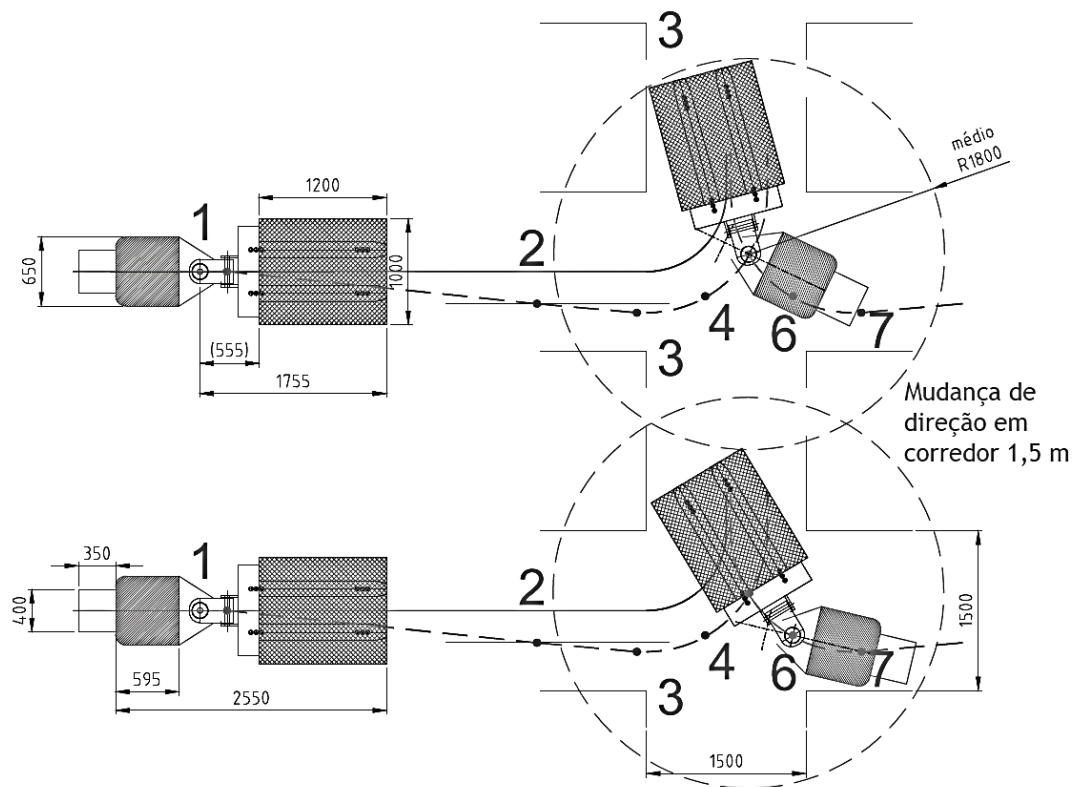


Figura 51 - Estudo da manobrabilidade do *Stacker* em transição de corredores com 1,5 m.

Apesar de obtida uma estrutura mais comprida (2550 mm) para o conjunto *Stacker*, é visível uma melhoria significativa na movimentação das cargas, uma vez que os rodízios acompanham a variação do movimento em simultâneo com a roda de tração. A principal inovação deste projeto face aos *Stackers* convencionais reside neste tipo de solução adotada.

Na Figura 52 representa-se o raio mínimo (1800 mm) necessários ao *Stacker* para inversão de marcha ou de direção através de uma única manobra operatória.

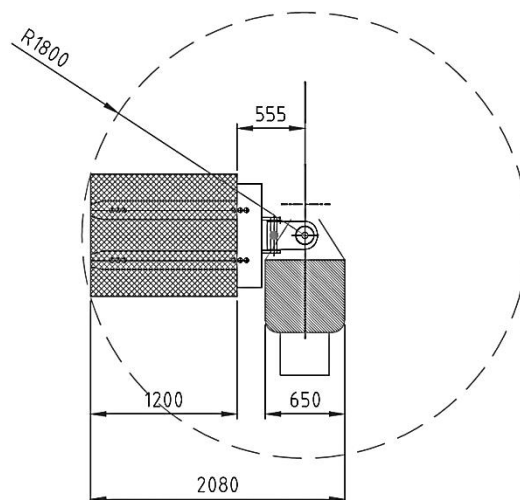


Figura 52 - Raio mínimo de articulação do *Stacker*.

O corpo do *chassis* do *Stacker* (onde se armazenam as baterias, os sistemas elétricos e eletrônicos, as cablagens e o grupo hidráulico principal) deverá funcionar como um elemento de reboque.

Para garantir a rotação no menor espaço possível foi necessário limitar a largura da estrutura destinada à elevação da carga e do *chassis* rebocável. Assim, foi estimada uma largura da estrutura do sistema de elevação em 850 mm, bem como a distância necessária à rotação, medida entre a extremidade dos garfos e o eixo de articulação da roda de tração em 375 mm.

A largura do *chassis* do corpo do veículo não deve ser muito superior a 650 mm para garantir o movimento de rotação necessário ao funcionamento, conforme se demonstra nas vistas superiores dos esboços das Figuras 49, 50, 51 e 52.

Na fase inicial, foi ponderada a possibilidade de incorporação de um conjunto de dois cilindros hidráulicos para movimentar a estrutura dos mastros de elevação de carga na posição em vazio (sem carga), para ultrapassagem de pequenos obstáculos em piso exterior, tais como soleiras de portas ou transições entre tipos de pavimento com mudança de declive (de valor significativamente superior aos 30 mm conseguidos sem este sistema).

Todavia, o baixo peso do *chassis* do veículo comparativamente à estrutura principal, a complexidade do sistema hidráulico e o seu custo elevado, tornaram inviável esta opção. Esta hipótese é exemplificada na Figura 53.

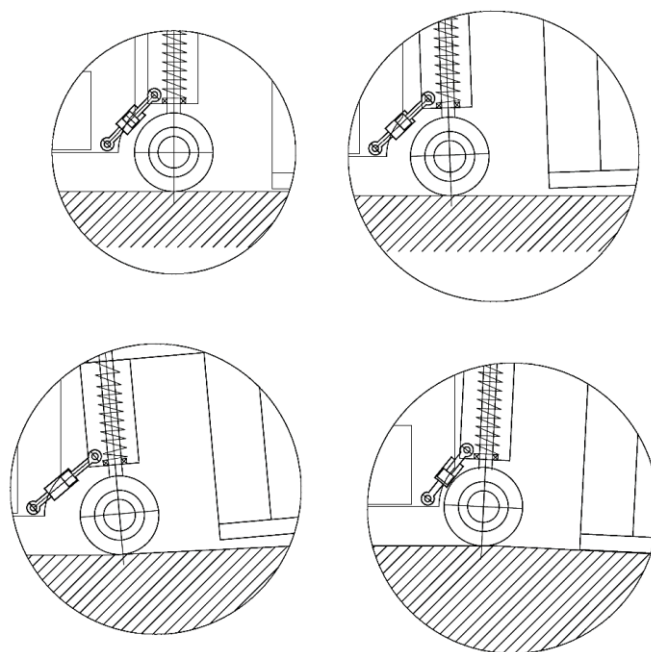


Figura 53 - Pormenores de instalação de cilindros hidráulicos para elevação da estrutura principal do *Stacker*.

Os *Stackers* convencionais apresentam uma estrutura rígida uniforme, não articulável, isto é, o corpo do *chassis* encontra-se solidário com todo o conjunto estrutural responsável pela elevação da carga (constituída pelos mastros guia, as pernas da base dos garfos de apoio, o carro de elevação da carga, cilindros hidráulicos e acessórios de elevação e montagem).

Por se tratar de uma estrutura rígida, os *Stackers* não se destinam ao trabalho sobre rampas ou pequenos declives.

Conforme já referido, os *Stackers* convencionais são veículos destinados a operar sobre piso plano e apenas no interior. Para colmatar esta limitação, neste projeto introduzimos uma articulação adicional, designada por Articulação B, conforme Figura 49, que deverá permitir ao veículo superar rampas de pequeno declive. O resultado pretendido é ilustrado na forma de esboço através da Figura 54.

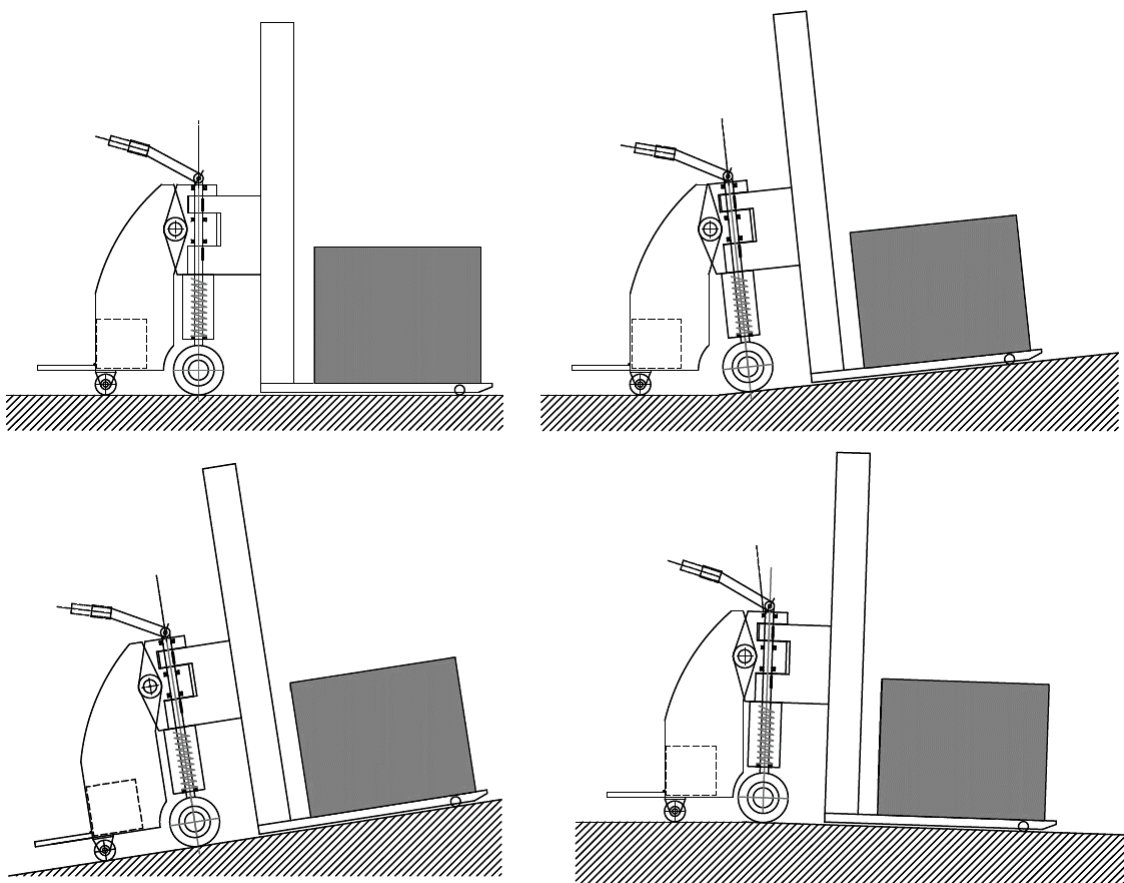


Figura 54 - Esboço do *Stacker* sobre diferentes inclinações de pavimento.

De notar que o ensaio de estabilidade dos veículos industriais está prevista na Norma NP EN 1726-2 2002 «*Aplicável à Segurança dos carros de Manutenção - Carros automotores com capacidade inferior ou igual a 10000 kg e tratores nos quais o esforço no engate é inferior ou igual a 20000 N; Parte 2: Requisitos complementares para carros com posto de condução com elevação e carros concebidos especialmente para circular com carga em posição elevada.*», sendo obrigatória a respetiva validação nos diferentes ensaios previstos antes da sua colocação no mercado.

No que se refere à circulação em piso inclinado, a situação mais crítica (verificada para todos os veículos industriais de transporte e elevação de carga) é a prevista na forma representada no conhecido “Triângulo de estabilidade” - Figura 55.

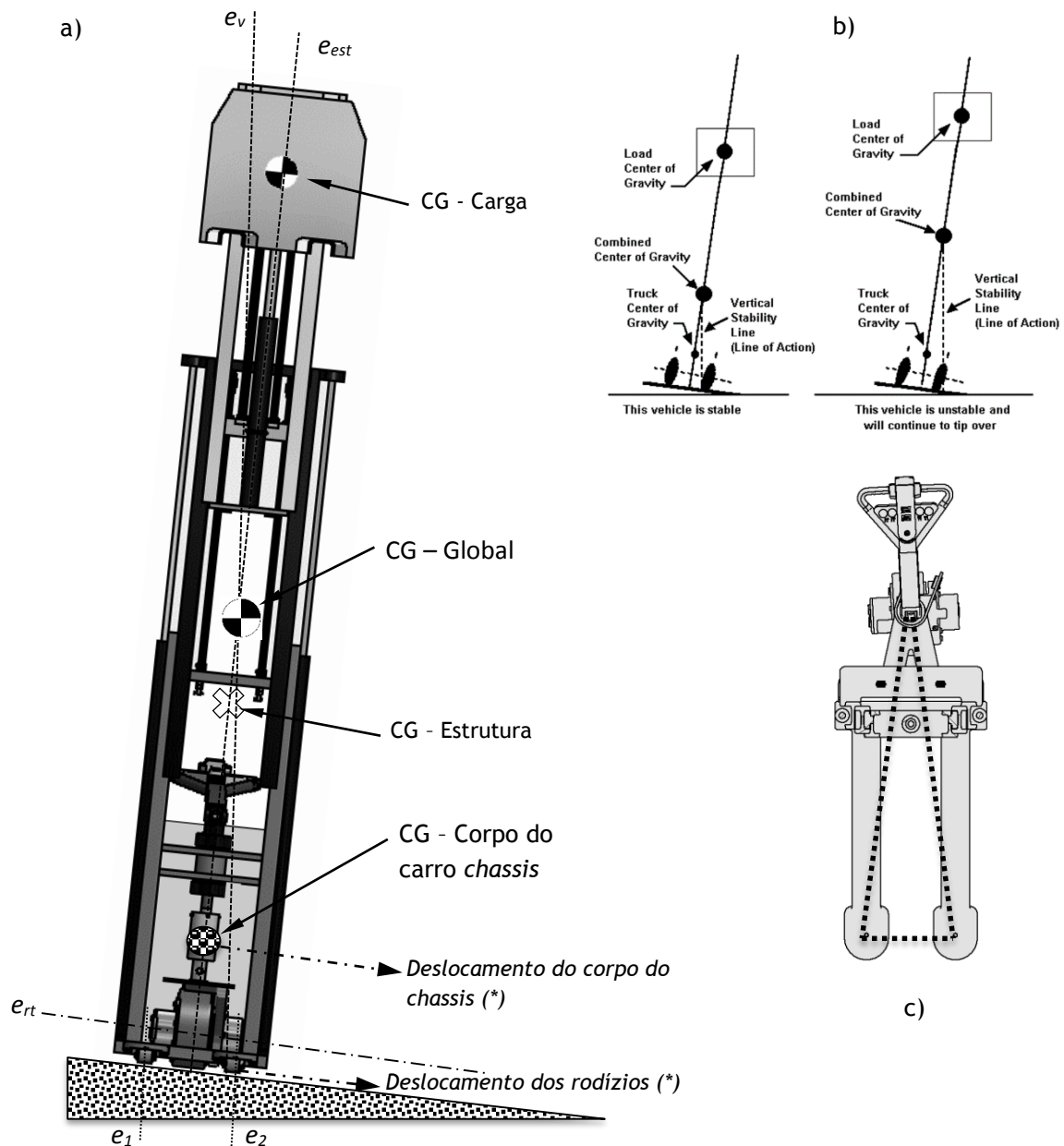


Figura 55 - a) Análise de Estabilidade: *Stacker* sobre rampa; b) Condições de estabilidade [37]; c) Triângulo de estabilidade.

Na Figura 55 representamos a situação do Triângulo de Estabilidade, que é formado pelos vértices: ponto de apoio da roda motriz e pontos de apoio dos rodízios.

Diz-se que um veículo é estável sobre rampa, quando a vertical ( $e_v$ ) que passa pelo centro de gravidade combinado (CG - Global), passa também pelo interior do referido triângulo.

Na figura 55,  $e_{est}$  representa o eixo da estrutura. Neste eixo situam-se os três pontos CG (centro de gravidade do carro rebocável, da estrutura de elevação e da carga).

Os eixos  $e_1$  e  $e_2$  são perpendiculares aos eixos dos rodízios.

A capacidade de travagem e de tração da roda motriz, bem como a estabilidade na movimentação da carga, para a posição em rampa caracterizada na Figura 55, não é facilmente previsível. Assim, é provável e é de considerar que se verifiquem os deslocamentos assinalados (\*). Pode, então, verificar-se deslocamento da estrutura principal (conjunto sistema de

elevação) promovido pelos rodízios em torno do eixo da roda de tração, bem como de rotação do corpo do *chassis* em torno do eixo de direção do veículo.

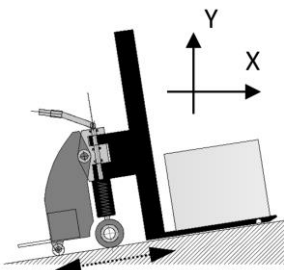
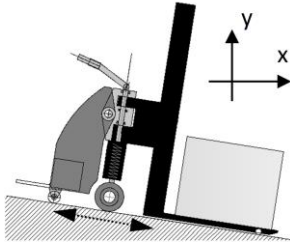
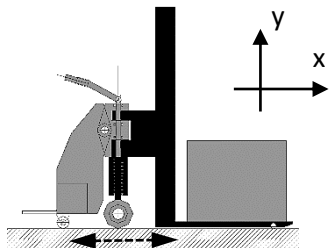
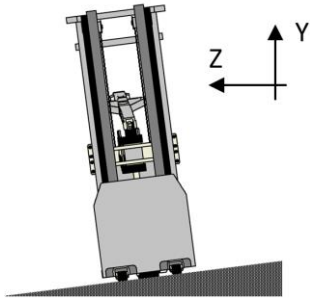

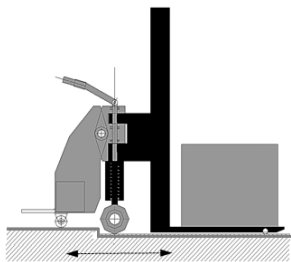
Posição	Situações	Verificação
	Subida em rampa no plano X'-Z' (X'-Z' = plano da rampa)	Aconselhado
	Descida em rampa no plano X'-Z'	Aconselhado
	Subida em rampa no plano X'-Z'	Desaconselhado
	Descida em rampa no plano X'-Z'	Desaconselhado
	Piso plano X-Z (movimento em qualquer direção)	Totalmente aconselhado
	Subida ou descida em rampa no plano X'-Z'	Totalmente desaconselhado
	Combinação de rampas inclinadas no plano X'-Z'	Totalmente desaconselhado
	Subidas ou descidas em degraus de altura superior a 30mm	Totalmente desaconselhado

Tabela 6 - Deslocação do *Stacker* em função do declive do pavimento.

Esta avaliação carece de estudos mais pormenorizados e de ensaios prévios em modelo apropriado para o efeito. Logo, é de ponderar a proibição de utilização do *Stacker* na posição representada na Figura 55.

Pelo exposto, consideraram-se as hipóteses de estabilidade/instabilidade do *Stacker* deste projeto nas situações indicadas na Tabela 6.

Uma das premissas deste projeto é a minimização da altura do equipamento na posição recolhida, sem prejuízo da capacidade de elevação útil fixada em 3,5 m.

Existem duas razões para este pressuposto:

1. Possibilitar a passagem em alturas reduzidas (*drive in*, portas baixas, entre outros locais de altura inferior a 2 m);
2. Possibilitar o embalamento e transporte comercial do *Stacker* em contentores terrestres e marítimos, sem desmontagem de componentes.

Para respeitar a primeira premissa, fixou-se a altura total do equipamento na posição recolhida no valor de 1870 mm. Para este valor, foi necessário estabelecer três patamares de elevação, conforme se descreverá no Capítulo 6 deste Projeto de Dissertação.

No que se refere à segunda premissa, tornou-se necessário conhecer as dimensões interiores dos contentores [38] que realizam transporte de mercadorias. Tendo constatado que, por regra, as referidas dimensões são superiores a 2 m, a segunda premissa é plenamente cumprida.

Após alguns estudos e desenvolvimento complementares, chegou-se ao “esboço base do *Stacker*” apresentado na Figura 56, o qual carece de aperfeiçoamentos futuros.

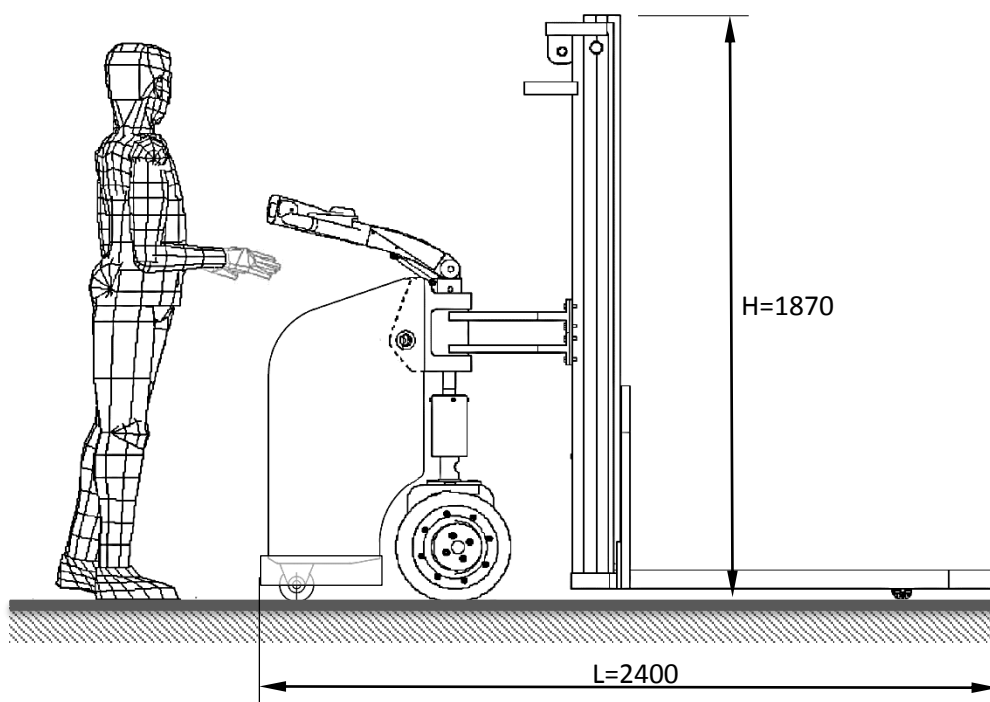


Figura 56 - Esboço de referência para desenvolvimento do projeto.



## Capítulo 6

### 6. Projeto mecânico: Memória de cálculo, descritiva e justificativa

#### 6.1 Escolha das guias dos mastros-colunas e rolantes para o sistema de elevação

Após pesquisa nos fabricantes da especialidade, optamos escolher o fabricante *WINKEL GMBH* sediado em *Illingen* (Alemanha), devido à vasta experiência e condições de garantia no fornecimento de guiamentos normalizados para sistemas de elevação.

O material utilizado para as guias *Winkel*, [39], é o aço de construção *S450 J2*, com as características mecânicas apresentadas na Tabela 7.

Características Mecânicas	Aço <i>S450 J2</i>
Limite elástico 1	min. 430 N/mm <sup>2</sup>
Limite elástico 2	min. 420 N/mm <sup>2</sup>
Resistência à tração	550-700 N/mm <sup>2</sup>
Alongamento de rotura	min. 19%
Pressão de <i>Hertz</i> máxima autorizada	900 N/mm <sup>2</sup>

Tabela 7 - Características mecânicas do aço *S450 J2*.

De notar que o Limite elástico 1, é aplicável a perfis de espessura inferior a 20 mm, conforme é referido pelo fabricante na sua página 71 do catálogo geral. O Limite elástico 2 é aplicável a perfis com espessura superior a 20 mm.

Este aço possui elementos de liga como o Vanádio (*V*) e o Nióbio (*Nb*), que o tornam mais resistente e com uma textura de grão mais fina comparativamente com o aço de construção tipo Fe 430. Por este motivo, e também porque existe uma maior limitação dos elementos Fósforo (*P*) e Enxofre (*S*), obtém-se uma maior segurança quanto à rotura por fragilidade (maior resiliência). Apresenta ainda a vantagem de garantir muito boa soldabilidade, além de possuir maior resistência à pressão superficial.

Ressalva-se que este aço cumpre os requisitos normativos<sup>7</sup> para marcação CE de produtos.

A determinação do perfil da guia a usar foi efetuada a partir dos elementos de cálculo da carga nos rolantes, fornecidos pelo fabricante *Winkel* na sua página 20 do catálogo geral, conforme se ilustra na Figura 57.

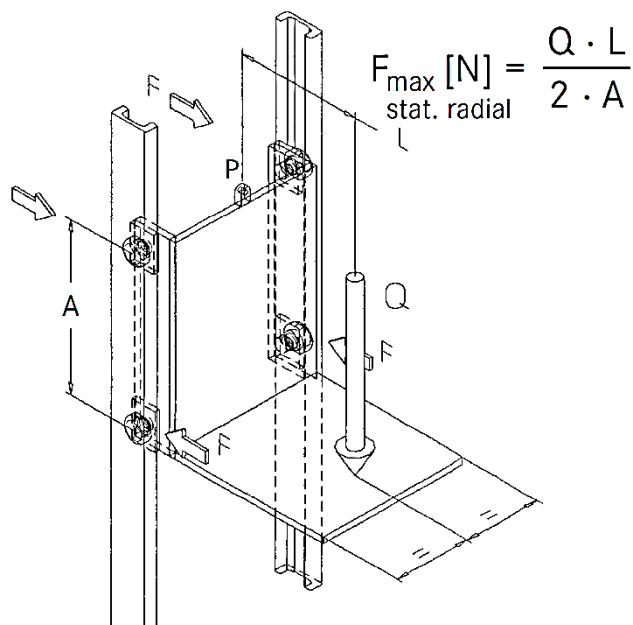


Figura 57 - Cálculo da força radial estática máxima, [39].

Sendo,

Q = Capacidade de carga útil (N) = 14715 N (1500 kgf);

L = Distância da linha de ação da carga ao plano dos eixos das guias (mm) = 620 mm;

A = Distância entre rolantes (mm) - valor recomendado 500-1000 mm; adotado = 500 mm.

$$F_{\text{max.stat.radial}} = \frac{Q \cdot L}{2 \cdot A} \quad (1)$$

$$F_{\text{max.stat.radial}} = \frac{14715 \times 620}{2 \times 500} = 9123,3 \text{ N}$$

Consultando o manual do fabricante, [39] (pág.21), verifica-se que os perfis de guiamento em secção tipo “ I ”, que apresentam força estática radial máxima de valor imediatamente acima do encontrado, são os perfis 3018 NbV e 3019 NbV.

<sup>7</sup> EN 10025-2:2004 - Hot rolled products of structural steels - Part 2: Technical delivery conditions for non-alloy structural steels.

Comparando as características mecânicas e geométricas das secções destes dois perfis, conclui-se que o segundo perfil apresenta momento de inércia 68,25% superior e módulo de resistência à flexão superior em 44,75% em relação ao primeiro (confrontar as Figuras 58 e 59). Por esta razão, optou-se pelo perfil *Winkel 3019 NbV*, cujas caraterísticas se apresentam indicadas na Figura 59.

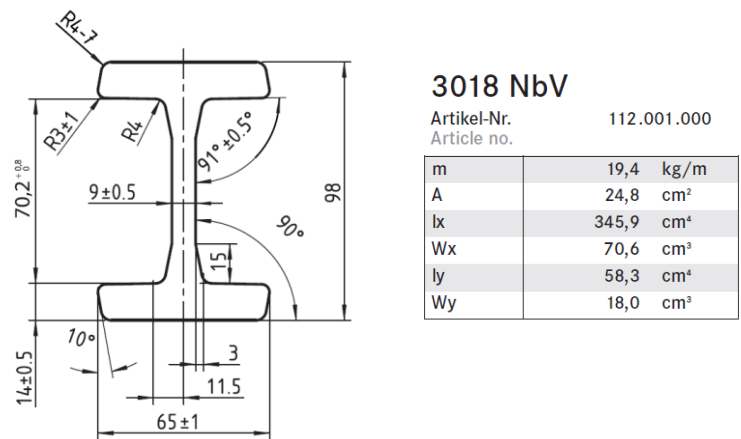


Figura 58 - Desenho da secção do perfil *Winkel 3018 NbV* e correspondente tabela de propriedades mecânicas e geométricas, [39].

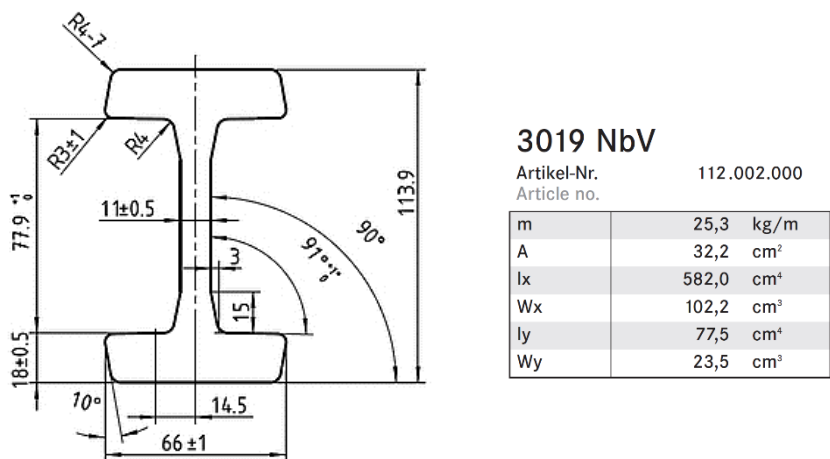


Figura 59 - Desenho da secção do perfil *Winkel 3019 NbV* e correspondente tabela de propriedades mecânicas e geométricas, [39].

A opção de escolha dos corpos rolantes, também da marca *Winkel*, prende-se com o facto de estes terem sido devidamente dimensionados para garantir as mínimas pressões de *Hertz* aquando do contacto nas guias, razão pela qual o fabricante apresenta uma tabela de compatibilidade entre rolantes e perfis em função do tipo de contacto (radial e/ou axial).

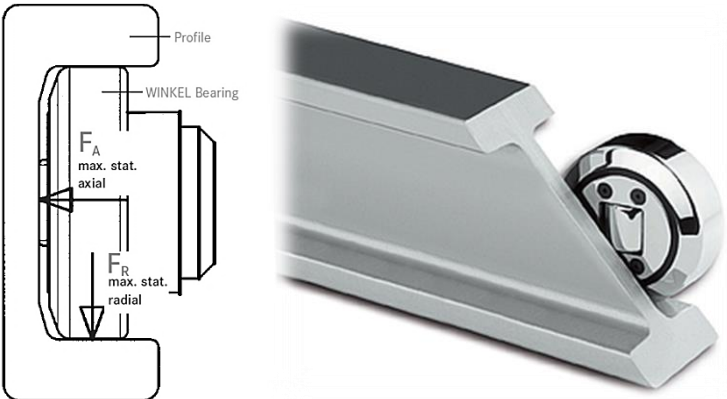
Ressalva-se que o estudo das pressões de *Hertz* é muito importante para evitar sobrecargas sobre os perfis e marcas do contacto entre o anel exterior do rolamento (de geometria cilíndrica) e o mastro-guia (superfície linear ou plano da pista) formando um contato do tipo linear.

Para o perfil *3019 NbV* escolhido, não se recomendam pressões de *Hertz* superiores a 900 N/mm<sup>2</sup>, uma vez que as superfícies não apresentam tratamento de endurecimento. Assim,

as tensões introduzidas pelo contato não devem exceder os valores limite especificados pelo fabricante, salvaguardando a inexistência de desgaste superficial e de avarias por fadiga, provocadas pelo estado de tensão ao longo da área de contato. Também é sabido que, para pressões de *Hertz* mais elevadas, se verificam a determinada profundidade abaixo da área de contato, tensões de corte alternadas que provocam fadiga.

Conforme abordaremos mais adiante neste trabalho, a aplicação de massa lubrificante no guiamento garantirá uma espessura mínima de filme sobre a superfície, melhorando o contacto e a dinâmica entre os corpos.

Na estrutura porta-garfos optamos por selecionar os corpos rolantes constantes na Tabela 8, cuja aplicação passaremos a descrever.



Perfil Winkel	$F_R = F_{\text{max stat. radial}}$	$F_A = F_{\text{max stat. axial}}$	Ref. Rolamento axial ajustável
3019 NbV	12,90 kN	4,00 kN	4.075

Tabela 8 - Seleção do tipo de rolamento em função da Pressão Hertziana para aplicação na estrutura do porta-garfos. Nota: Capacidade de carga estática e dinâmica de acordo com a Norma ISO 76, [39].

O esquema da estrutura do porta-garfos apresenta-se na Figura 60, onde se indica a posição de montagem dos quatro rolantes de guiamento.

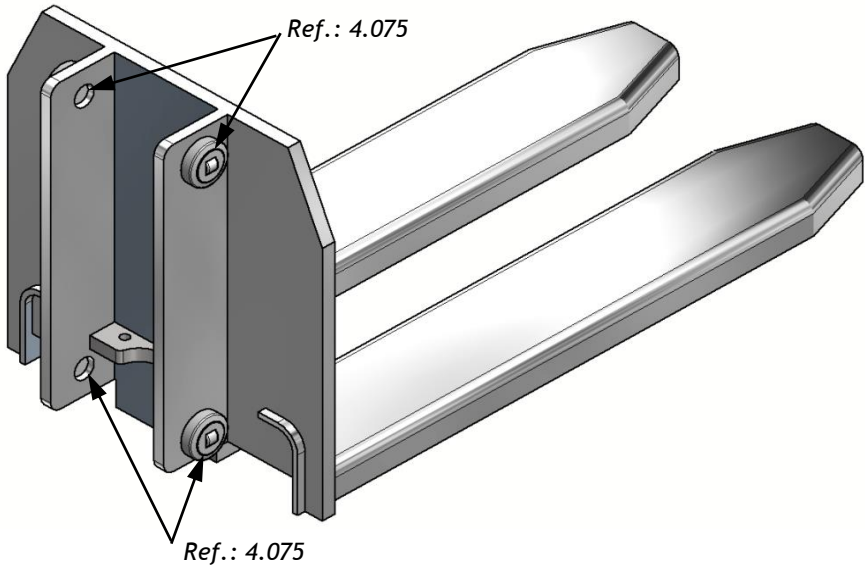


Figura 60 - Estrutura do Porta-garfos com rolantes Winkel Ref.: 4.075.

Os rolantes *Winkel 4.075* são mistos, preponderantemente radiais. Contudo, também são axiais, permitindo uma regulação ajustável mediante anilhas de montagem para garantir o contacto permanente entre os rolantes e as superfícies de guiamento.

Ressalva-se que deverá existir especial cuidado na montagem dos rolantes à estrutura de suporte do porta-garfos. O eixo do rolete axial, presente no corpo rolante, deverá estar exatamente perpendicular com o eixo da guia durante o movimento, conforme se pode observar na Figura 61, assinalado em (1). Garantida essa perpendicularidade, deverá ser soldado o corpo central do rolante à estrutura do porta-garfos, não havendo possibilidade de desmontagem.

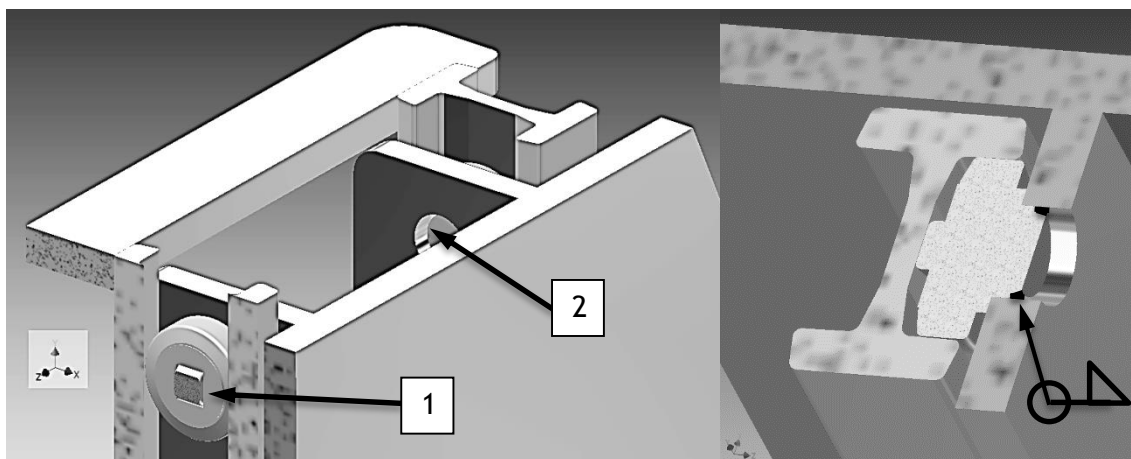


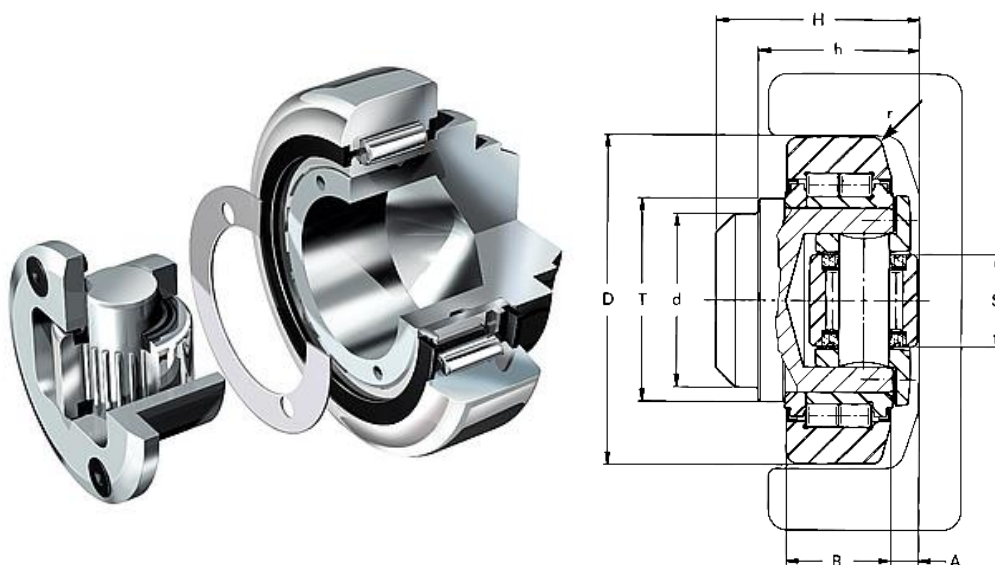
Figura 61 - (à esquerda) Vista geral do mastro-guia e carro porta-garfos; (1) e (2) recomendações; (à direita) Corte paralelo à secção da guia na posição de montagem.

Na Figura 61 - imagem à esquerda, mostra-se uma vista geral do mastro-guia e carro porta-garfos com corte no plano perpendicular ao eixo do rolamento axial *Winkel Ref.4.075*. Em (1) é indicado o rolete central axial do rolamento na posição de perpendicularidade com o eixo da guia em perfil *3019 NbV*, enquanto em (2) se indica a fixação soldada com aplicação de cordão de canto, a toda a volta da superfície.

Na Figura 61 - imagem à direita, é representado um corte paralelo à secção da guia na posição de montagem.

Deverá ser garantida uma soldadura por fusão, com espessura de cordão igual a 1/3 da menor espessura a ligar, a encher a extremidade do chanfro do corpo central do rolante.

Na Figura 62, apresenta-se a configuração do referido rolamento axial ajustável através de anilhas.



Tipo	N.º artigo	D mm	T mm	d-0.05 mm	H mm	h mm	B mm	A mm	S mm	r mm
4.075	200.014.000	77,7	54	40	45,0	34,0	23	7,0	21	4

Figura 62 - (à esquerda) perspectiva explodida do rolamento axial ajustável *Winkel*; (à direita) desenho em corte com as principais dimensões, [39].

As características técnicas do rolamento axial ajustável *Winkel* são apresentadas na Tabela 9.

Tipo	$F_R$ kN	$F_A$ kN	C kN	$C_0$ kN	$C_A$ kN	$C_{0A}$ kN	rpm máx.	Peso kg
4.075	12,90	4,00	48,0	56,8	14	14	700	0,92

$F_R$  - Capacidade de carga máxima no rolamento radial como força permitida entre o rolamento e o perfil;

$F_A$  - Capacidade de carga máxima no rolamento axial como força permitida entre o rolamento e o perfil;

C - Capacidade de carga dinâmica radial (ISO 281/1);

$C_0$  - Capacidade de carga estática radial (ISO 76);

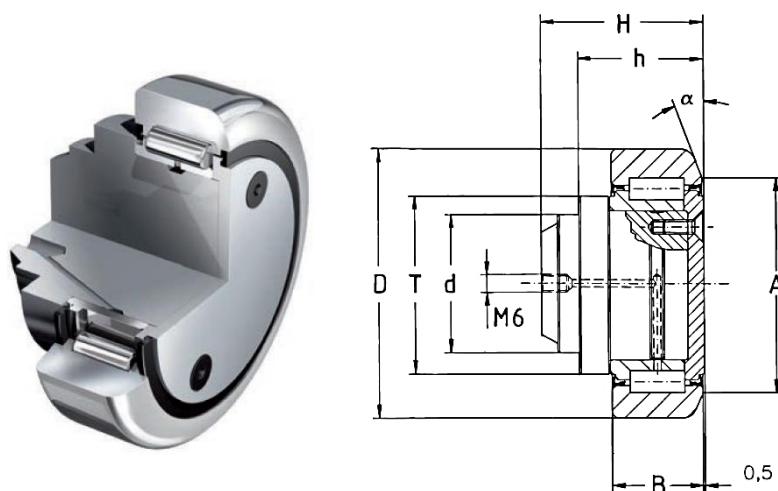
$C_A$  - Capacidade de carga dinâmica axial (ISO 281/1);

$C_{0A}$  - Capacidade de carga estática axial (ISO 76).

Tabela 9 - Características técnicas do rolamento axial ajustável *Winkel* 4.075.

Neste projeto, para o guiamento do porta-garfos, não se prevê a necessidade de ajustamento dos roletes axiais. Todavia, caso existam variações dimensionais na fase de fabrico, ficará salvaguardada a possibilidade de compensação através de anilhas entre o corpo principal e o corpo axial, existindo anilhas de compensação desde 0,5 a 1 mm de espessura até um máximo de 2 mm.

Para os mastros-guias foram escolhidos rolamentos exclusivamente radiais, conforme se observa na Figura 62, dado ser a solicitação predominante. Além disso, apresenta um perfeito ajustamento geométrico ao perfil da guia.



Tipo	N.º artigo	D mm	T mm	d-0.05 mm	H mm	h mm	B mm	A mm	A (°)
2.056	205.063.000	77,7	53	40	45,5	34,0	23	61	20

Tabela 10 - (à esquerda) Rolamento radial *Winkel* Ref.205.063.00; (à direita) Desenho do rolamento em corte com as principais dimensões, [39].

As características técnicas do rolamento radial *Winkel* são apresentadas na Tabela 11.

Tipo	F <sub>R</sub> kN	C kN	C <sub>0</sub> kN	rpm máx.	Peso kg
2.056	12,90	48,0	56,8	800	1,05

F<sub>R</sub> - Capacidade de carga máxima no rolamento radial como força permitida entre o rolamento e o perfil;  
C - Capacidade de carga dinâmica radial (ISO 281/1);  
C<sub>0</sub> - Capacidade de carga estática radial (ISO 76);  
C<sub>0A</sub> - Capacidade de carga estática axial (ISO 76);

Tabela 11 - Características técnicas do rolamento axial ajustável *Winkel* 2.056.

Para os dois tipos de rolantes indicados, o material dos anéis exteriores é o aço temperado *UNI 16 CrNi 4* endurecido a 62+2 HRC<sup>8</sup>.

Os anéis interiores são fabricados em aço *DIN 100 Cr6* endurecido a 62-2 HRC.

Os rolamentos são em aço *DIN 100 Cr6* temperados a 59-64 HRC.

O corpo central ou eixo do rolante é o aço C22E e está preparado para ser soldado.

<sup>8</sup> HRC - Grau de dureza medida pelo método direto de *Rockwell C*: Método aplicável a aços temperados, que utiliza um cone de diamante, de abertura 120°, com uma carga de 150 kgf, para penetração sobre a superfície.

A tolerância dos eixos é de 0,05 mm.

Os rolantes são lubrificados na montagem com a massa lubrificante de classe 3 (por exemplo *Shell Alvania 3* ou *Esso Beacon 3*). É sempre possível relubrificar periodicamente os rolantes e as guias onde deslizam.

Na Figura 63 e 64 mostra-se a montagem dos rolantes nos perfis na posição de funcionamento. O detalhe pormenorizado de execução e montagem dos rolantes nas estruturas que formam os conjuntos dos três mastros de elevação pode ser consultado nos desenhos de ilustração no ANEXO III.

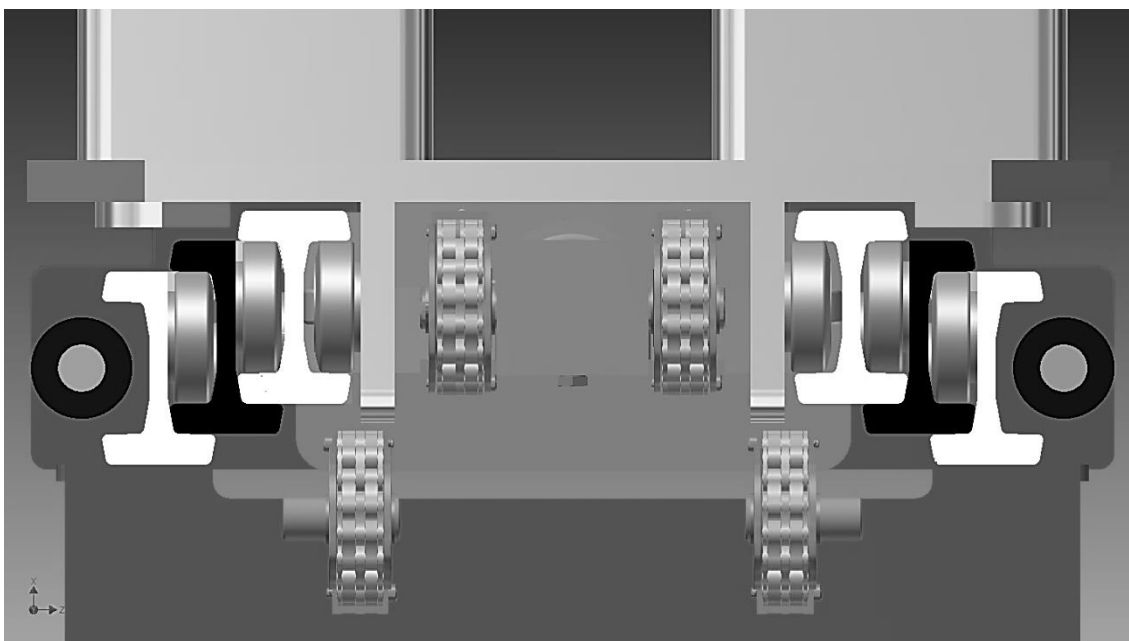


Figura 63 - Vista de cima - Guiamentos na posição de funcionamento (com platibandas de topo ocultas).

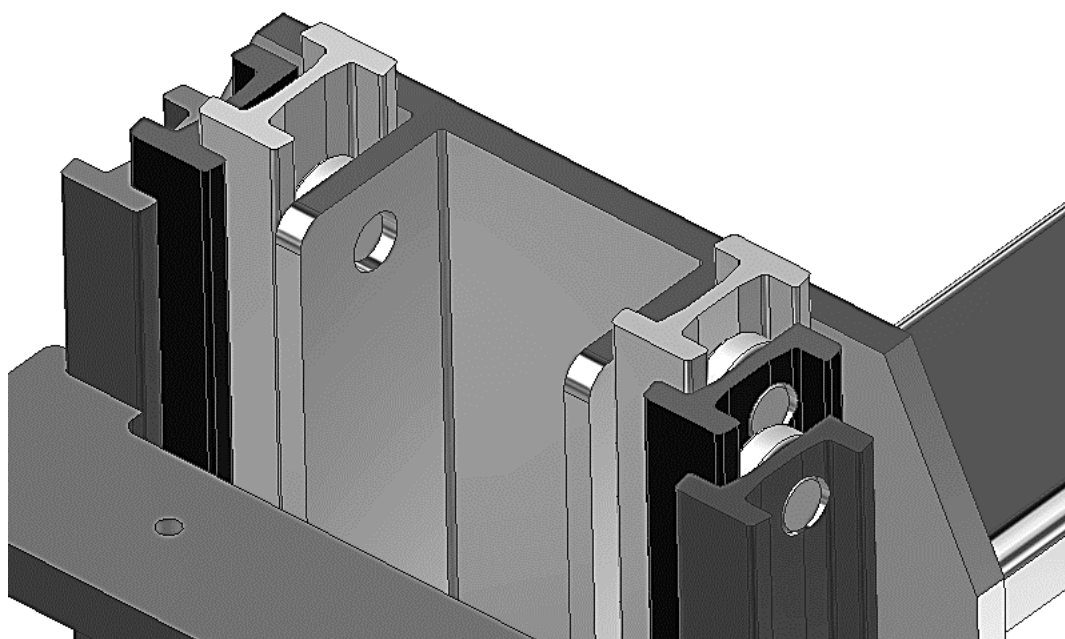


Figura 64 - Perspectiva do encaixe das guias de elevação (com platibandas de topo ocultas).



## 6.2 Verificação da estabilidade das guias *Winkel*

Com o intuito de verificar a estabilidade e a segurança dos perfis escolhidos para as guias e também para confirmar o perfil aconselhado pelo fabricante *Winkel*, devemos definir o diagrama de cargas aplicadas, conforme Figura 65, e com base neste, traçar os correspondentes diagramas de esforços normais, de esforços cortantes e de momentos fletores.

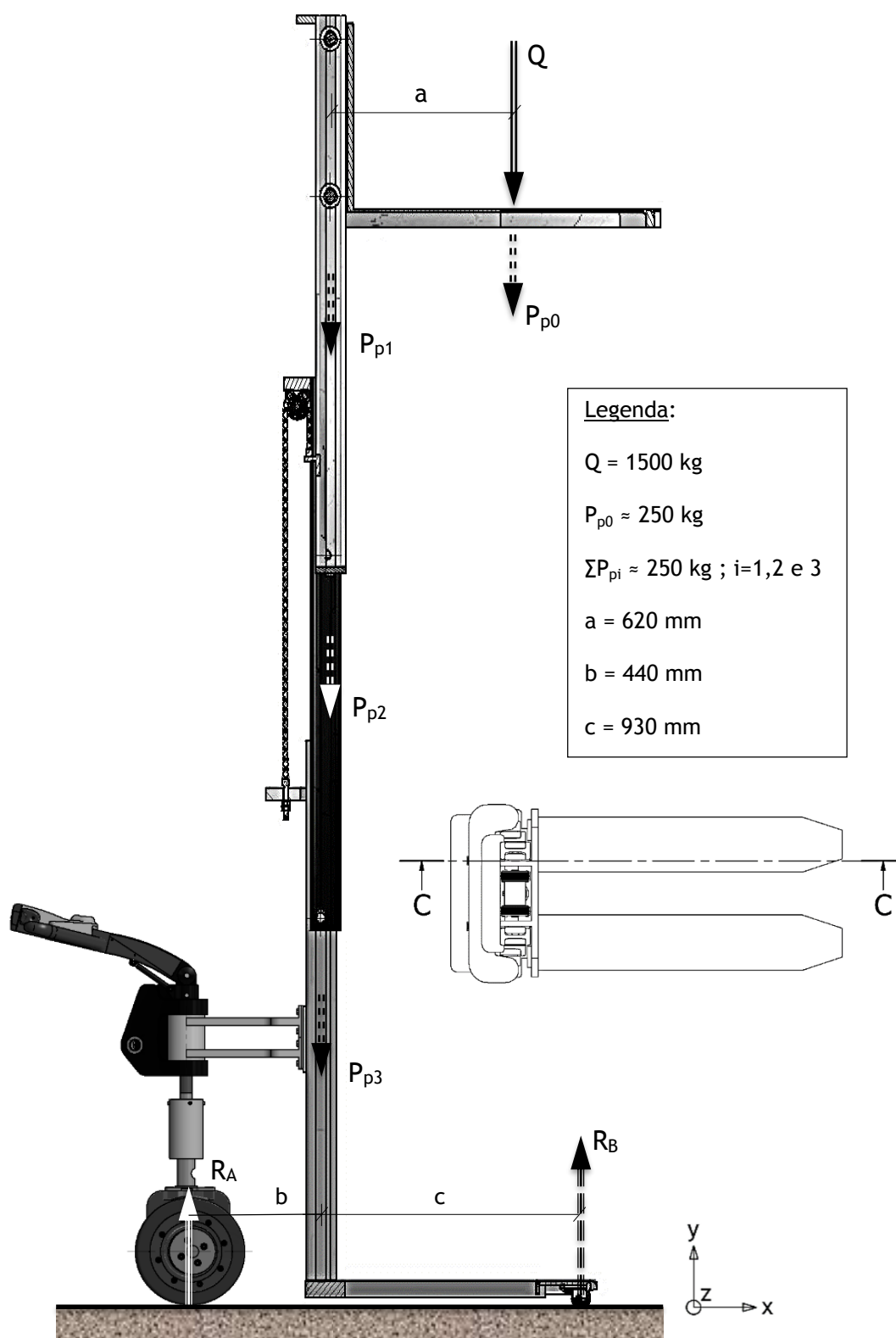


Figura 65 - Corte C-C: Diagrama de cargas, sob a forma de diagrama de corpo livre global.

Na Figura 65 representamos:

$Q$  - carga útil máxima a aplicar;

$P_{p0}$  - o peso próprio da estrutura porta-garfos;

$\sum P_{pi}$  - o somatório dos pesos próprios das guias  $i=1,2$  e  $3$  e respetivos acessórios;

$a$  - excentricidade do ponto de aplicação de  $Q+P_{p0}$ ;

$b$  - distância do eixo da roda de tração ao eixo das guias;

$c$  - distância do eixo dos rodízios das pernas de apoio ao eixo das guias;

$R_A$  - reação do solo na roda motriz;

$R_B$  - reação do solo nos rodízios dos garfos.

A aplicação das equações de equilíbrio estático permite obter os seguintes resultados:

$$\sum P_{pi} = \sum_{i=1}^3 P_{pi} = P_{p1} + P_{p2} + P_{p3} \quad (2)$$

$$R_A = \frac{(Q + P_{p0}) \cdot (c - a) + c \cdot \sum P_{pi}}{b + c} \quad (3)$$

$$R_B = \frac{(Q + P_{p0}) \cdot (a + b) + b \cdot \sum P_{pi}}{b + c} \quad (4)$$

Verificando-se o equilíbrio global, verificam-se também os equilíbrios parciais dos vários elementos constituintes da estrutura, como sendo:

- A estrutura porta-garfos: 1.º Diagrama de Corpo Livre Parcial (ver Figuras 66 e 67);
- O conjunto das duas guias interiores do mastro: 2.º Diagrama de Corpo Livre Parcial (ver Figuras 68 e 69);
- O conjunto das duas guias intermédias do mastro: 3.º Diagrama de Corpo Livre Parcial (ver Figuras 70 e 71);
- O conjunto das duas guias exteriores do mastro: 4.º Diagrama de Corpo Livre Parcial (ver Figuras 72 e 73),
- A estrutura das pernas de apoio: 5.º Diagrama de Corpo Livre Parcial (ver Figuras 74 e 75).

Nas figuras seguintes, apresentam-se estes DCLP (Diagramas de Corpo Livre Parciais), assim como os correspondentes diagramas de esforços normais, de esforços cortantes e de momentos fletores.

Junto aos DCLP apresentam-se as expressões para cálculo dos esforços e dos momentos.

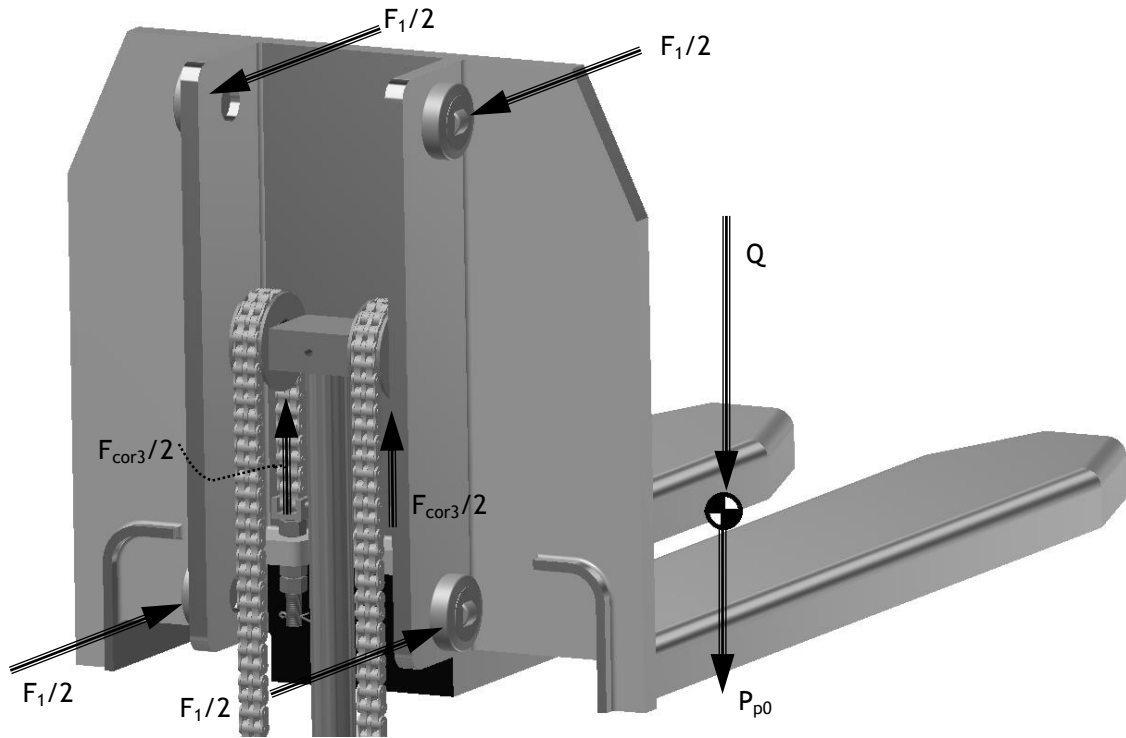


Figura 66 - Solicitações na estrutura do carro porta-garfos.

As componentes horizontais da força,  $F_1$ , atuantes sobre os rolantes da estrutura do carro porta-garfos, produzem um binário que equilibra o momento introduzido pela ação excêntrica da carga e do peso próprio do porta-garfos.

A força vertical  $F_{cor3}$  representa a força exercida pelas correntes sobre a estrutura do carro porta-garfos, que desliza nas guias interiores do mastro de elevação das cargas.

$$F_{cor3} = Q + P_{p0} \quad (5)$$

O cilindro hidráulico central exerce a força  $F_{cil3}$  sobre o conjunto das duas correntes, de tal modo que:

$$F_{cil3} = 2 \times F_{cor3} \quad (6)$$

O equilíbrio de momentos exige que a força nos rolantes do guiamento seja calculável por:

$$F_1 = \frac{a}{d} \cdot (Q + P_{p0}) \quad (7)$$

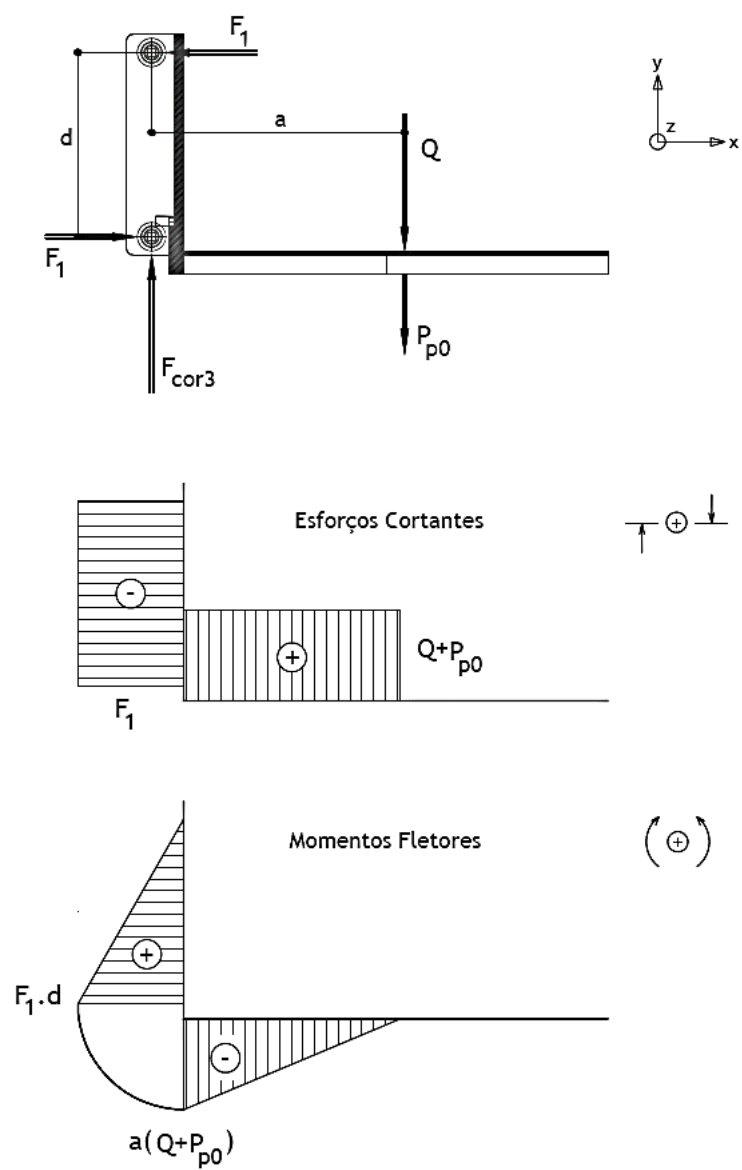


Figura 67 - DCLP correspondente à estrutura do carro porta-garfos e respectivos Diagramas de solicitações internas.

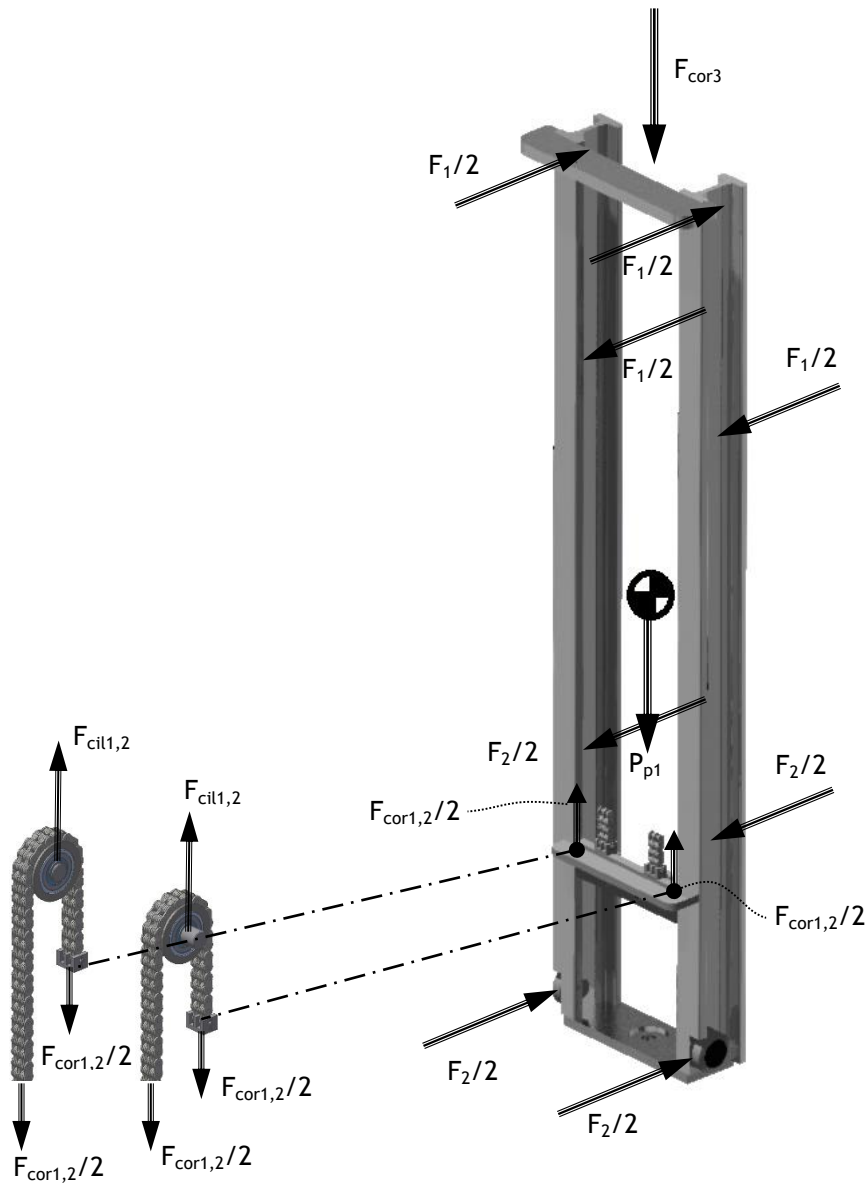


Figura 68 - Solicitações na estrutura das guias interiores do mastro.

As forças verticais  $F_{cor1,2}$  representam as forças exercidas pelas correntes sobre a estrutura das guias interiores do mastro, as quais são responsáveis pela elevação.

$$F_{cor1,2} = F_{cor3} + P_{p1} \quad (8)$$

As componentes das forças horizontais  $F_2$  constituem um binário de equilíbrio, e representam a ação produzida no contacto dos rolantes da estrutura das guias intermédias sobre as guias interiores.

$F_{cil1,2}$  representa a força vertical exercida pelos cilindros hidráulicos laterais e, pela análise da Figura 67, podemos concluir:

$$F_{cil1,2} = F_{cor1,2} \quad (9)$$

O equilíbrio de momentos exige que se verifique a seguinte relação de equações:

$$F_2 = \frac{d}{e} \cdot (F_1) = \frac{a}{e} \cdot (Q + P_{p0}) \quad (10)$$

Das equações (5) e (8) podemos determinar uma outra equação (11) que permite validar o equilíbrio na estrutura. Ou seja,

$$F_{cor1,2} = Q + P_{p0} + P_{p1} \quad (11)$$

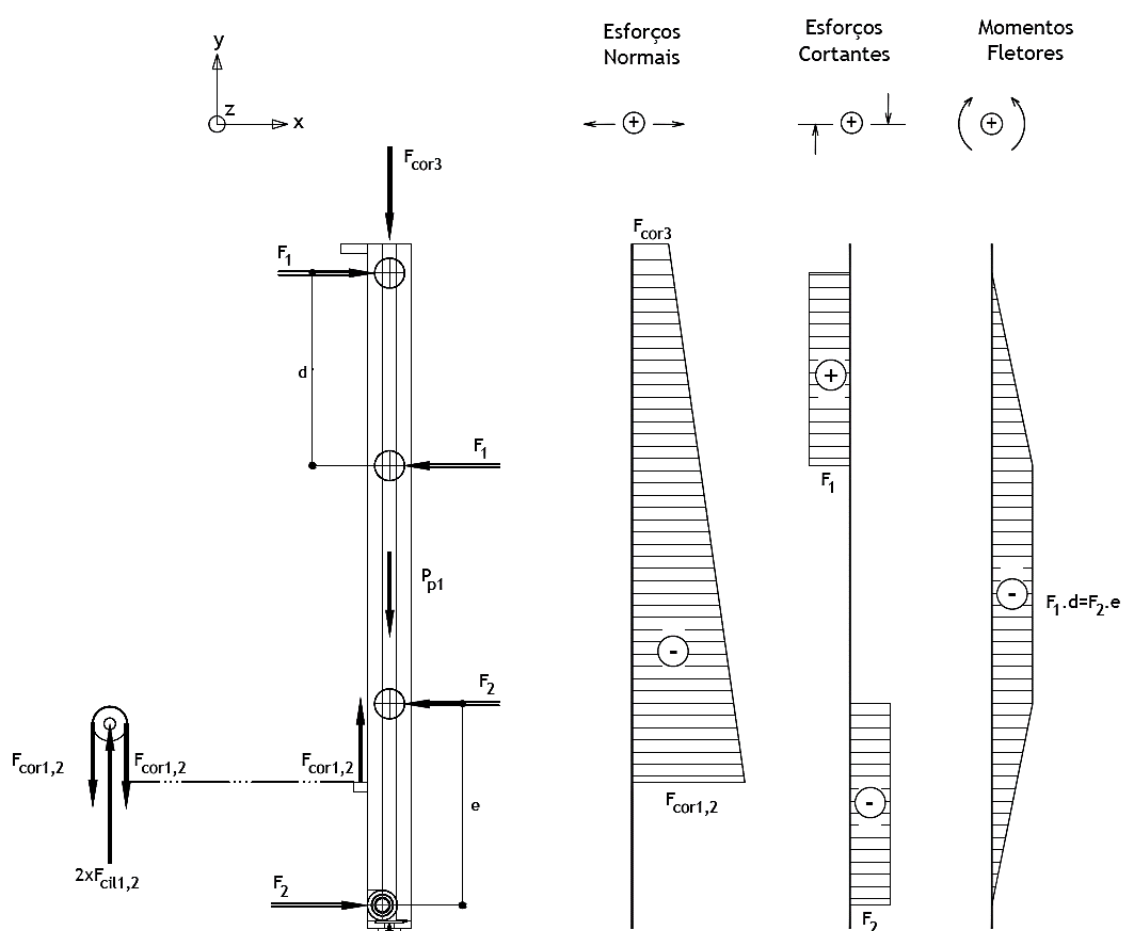


Figura 69 - 2.º DCLP correspondente ao conjunto das duas guias interiores do mastro e respetivos Diagramas de solicitações internas.

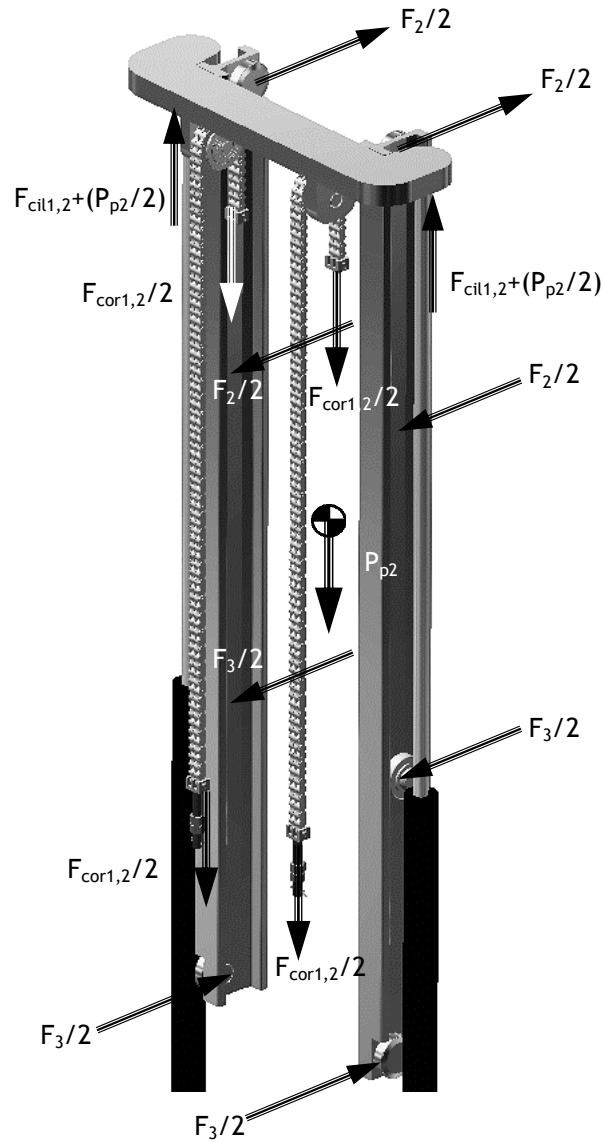


Figura 70 - Solicitações na estrutura das guias intermédias do mastro.

As componentes das forças horizontais  $F_3$  representam a ação introduzida pelo contacto dos rolantes da estrutura das guias exteriores sobre as guias intermédias.

Conforme se observa na Figura 70, os binários gerados pelas forças horizontais  $F_2$  e  $F_3$  nos pontos de contato dos rolantes sobre a estrutura equilibram-na.

O equilíbrio vertical exige que:

$$2 \times \left( F_{cil1,2} + \frac{P_{p2}}{2} \right) = 4 \times \left( \frac{F_{cor1,2}}{2} \right) + P_{p2} \quad (12)$$

ou,

$$2 \times F_{cil1,2} = 2 \times F_{cor1,2} \Leftrightarrow F_{cil1,2} = F_{cor1,2} \text{ c.q.d.}$$

O equilíbrio de momentos exige:

$$F_3 = F_2 = \frac{d}{e} \cdot (F_1) = \frac{a}{e} \cdot (Q + P_{p0}) \quad (13)$$

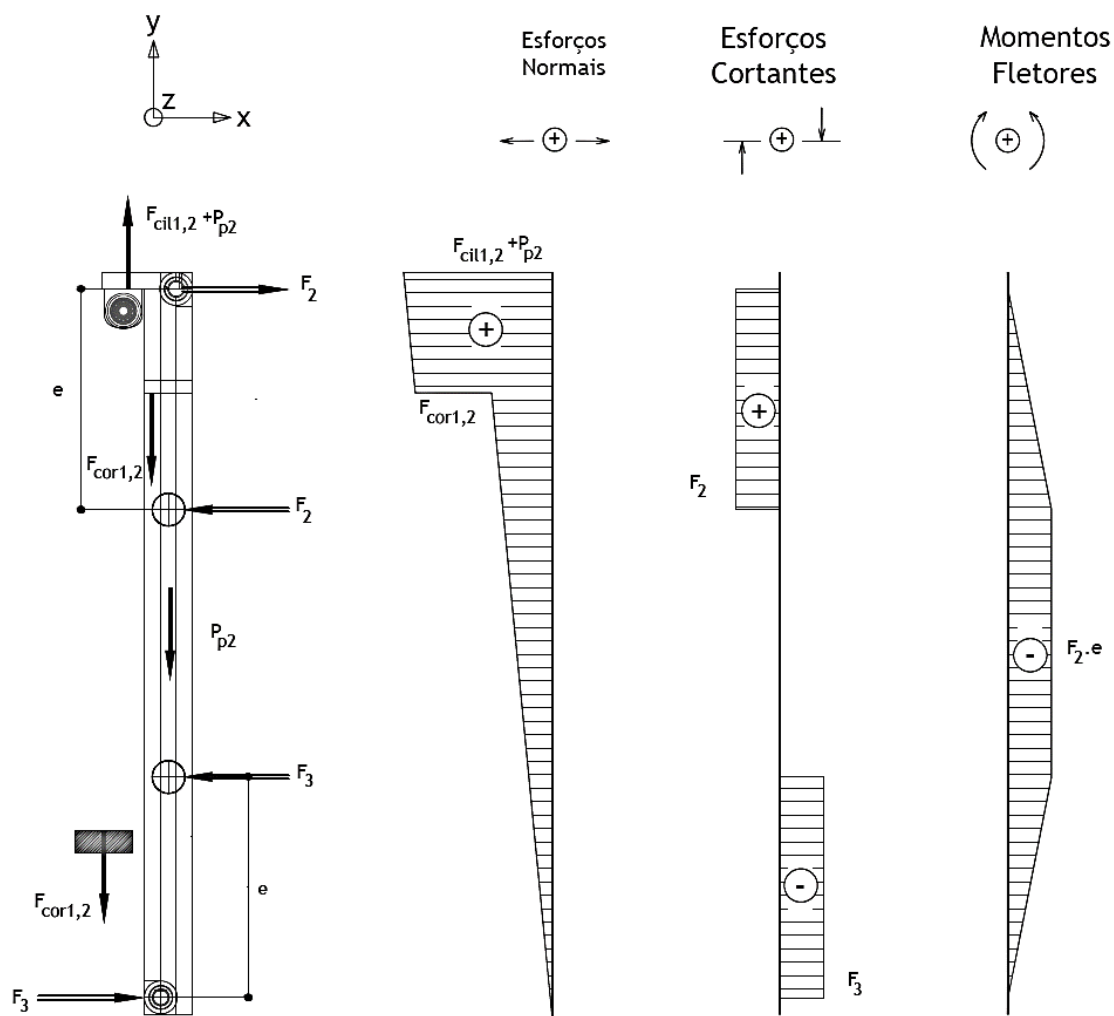


Figura 71 - 3.º DCLP correspondente ao conjunto das duas guias intermédias do mastro e respetivos Diagramas de solicitações internas.

Na Figura 72, apresentam-se as guias exteriores que deverão funcionar solidárias (fixas) com as pernas da base dos garfos e também de apoio de todo o sistema de elevação.



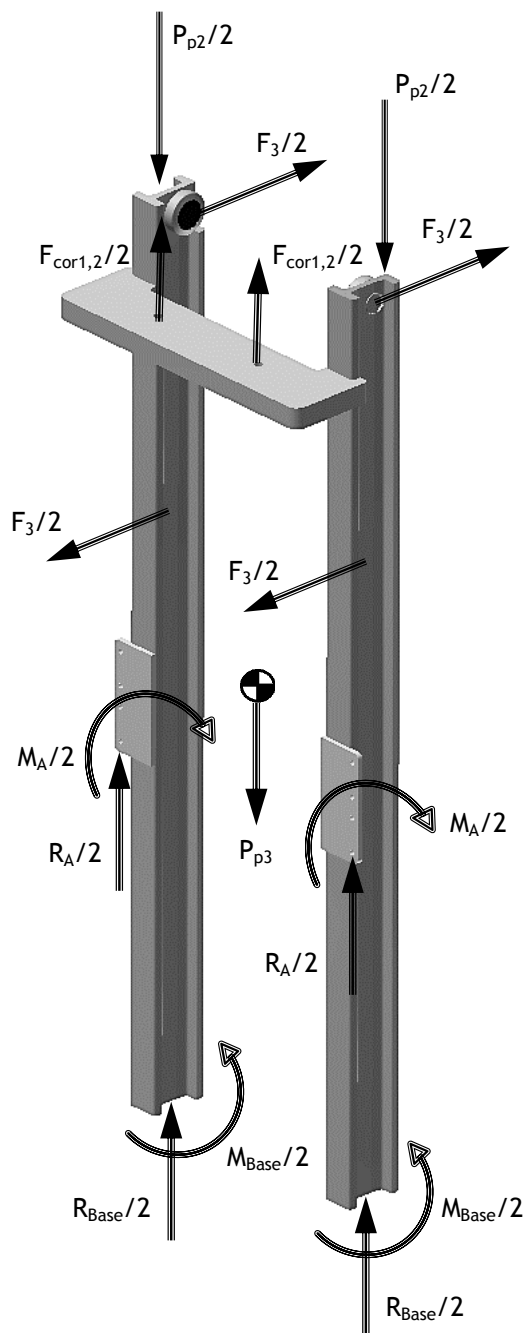


Figura 72 - Solicitações na estrutura das guias exteriores do mastro.

Para melhor compreensão do funcionamento e montagem dos mastros-guia, devem ser consultados os desenhos de ilustração no ANEXO III.

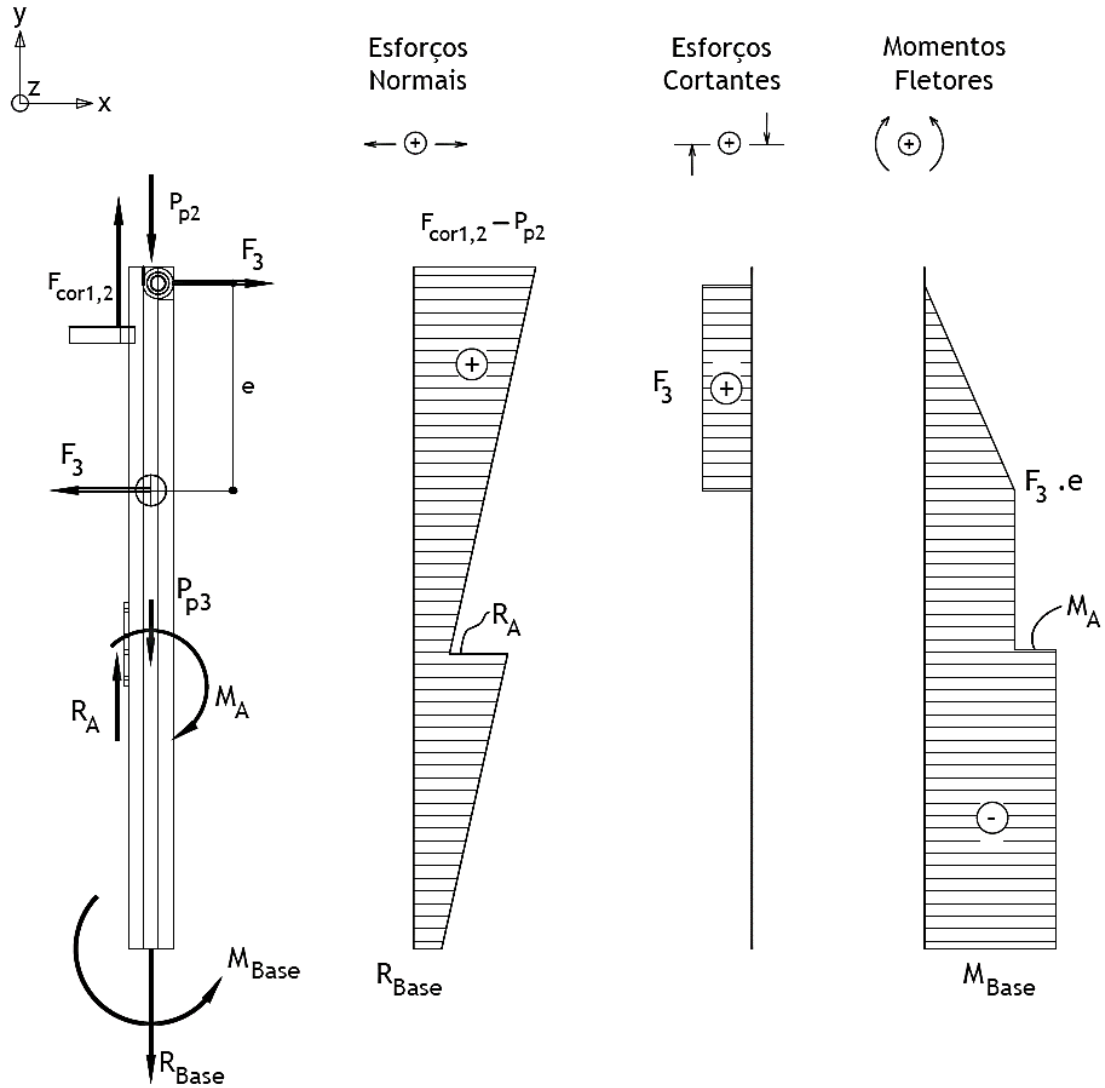


Figura 73 - 4.º DCLP correspondente ao conjunto das duas guias exteriores do mastro e respetivos Diagramas de solicitações internas.

Nas Figuras 72 e 73 definem-se as seguintes solicitações:

- $R_{Base}$  é a componente vertical da reação na base das guias exteriores;
- $M_A$  é o momento criado nas guias exteriores pela ação da componente vertical da reação do solo contra a roda motriz;
- $M_{Base}$  é o momento de reação na base das guias exteriores.

O conjunto  $R_A$  e  $M_A$  representam os elementos de redução nas guias exteriores originados pelo contato da roda motriz no solo.

O equilíbrio das forças verticais exige,

$$R_{Base} = F_{cor1,2} - P_{p2} - P_{p3} + R_A \quad (14)$$

em que, como sabemos:

$$F_{cor1,2} = F_{cil1,2} = F_{cor3} + P_{p1} = Q + P_{p0} + P_{p1}.$$

O equilíbrio de momentos exige que se verifique a seguinte igualdade:

$$M_A + F_3 \times e = M_{Base} \quad (15)$$

em que,

$$M_A = R_A \times b \quad (16)$$

Correspondendo b, como sabemos, à distância entre a vertical de apoio da roda motriz e o eixo vertical das guias exteriores. Pela combinação das equações (13), (15) e (16) podemos agora escrever:

$$M_{Base} = R_A \times b + a \times (Q + P_{p0}) \quad (17)$$

De seguida, alisamos o 5.º DCLP antes de procedermos às verificações das forças e momentos encontradas de acordo com o equilíbrio global do sistema.

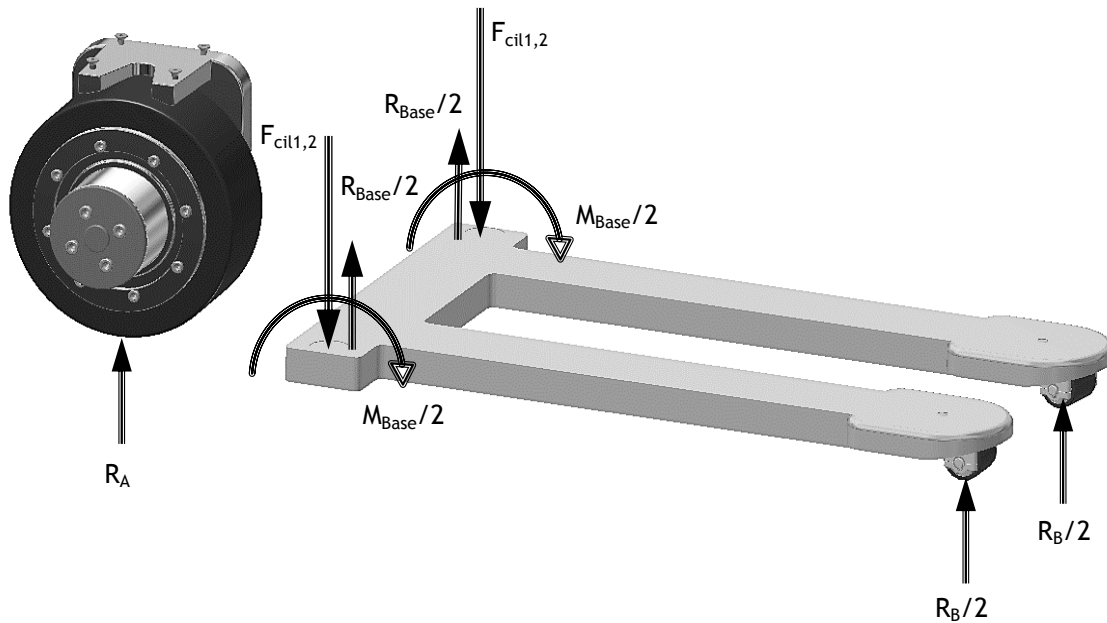


Figura 74 - Solicitações na estrutura das pernas da base dos garfos.

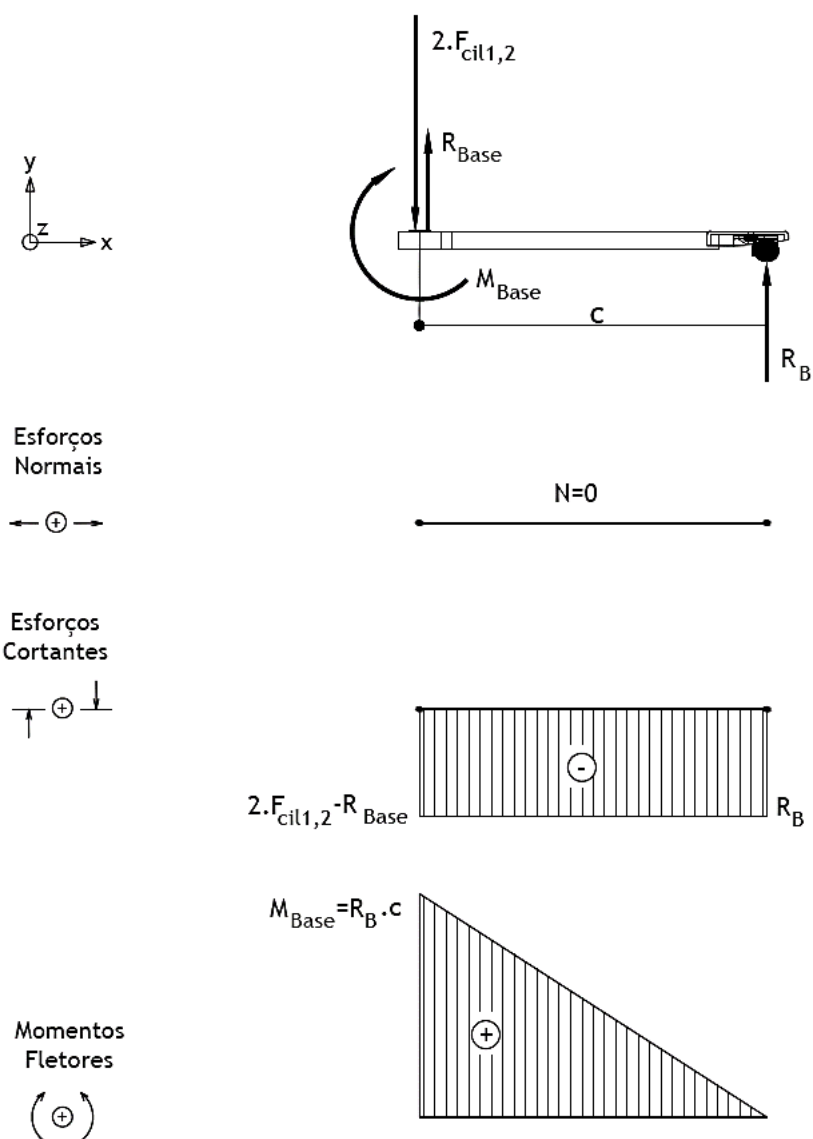


Figura 75 - DCLP correspondente à estrutura das pernas da base dos garfos de apoio e respetivos Diagramas de solicitações internas.

De seguida apresenta-se, sob a forma de um Quadro Resumo (Tabela 12), os valores estimados e fixados. Também se apresenta na Tabela 13 os correspondentes resultados da aplicação das expressões apresentadas junto aos DCLP.

Designação	Grandeza equivalente	Grandeza principal
Q	1500 kgf	14715 N
$P_{p0}$	250 kgf	2453 N
$P_{p1}=P_{p2}=P_{p3}$	83,5 kgf	817,5 N
$\Sigma P_{pi}$	250 kgf	2453 N
a	620 mm	0,620 m
b	440 mm	0,440 m
c	930 mm	0,930 m
d	500 mm	0,500 m
e	523 mm	0,523 m

Tabela 12 - Valores fixados e estimados para projeto.

Designação	Grandeza equivalente	Grandeza principal
$R_A$	567 kgf	5550 N
$R_B$	1434,3 kgf	14070 N
$F_{cor3}$	1750 kgf	17168 N
$F_{cil3}$	3500 kgf	34335 N
$F_{cor1,2}$	1833 kgf	17985 N
$F_{cil1,2}$	1833 kgf	17985 N
$F_1$	2170 kgf	21288 N
$F_2$	2075 kgf	20352 N
$F_3$	2075 kgf	20352 N
$R_{Base}$	2231,7 kgf	21893 N
$M_{Base}$	1333899 kgf.mm	13085,5 N.m
$M_A$	248908 kgf.mm	2441,8 N.m

Tabela 13 - Valores obtidos pelas equações de equilíbrio do sistema de elevação.

A análise desenvolvida permitiu determinar as equações de equilíbrio e as correspondentes solicitações/reações nas partes que integram todo o sistema de elevação de cargas, permitindo futuros dimensionamentos e validação das escolhas enveredadas para os elementos constituintes deste mesmo sistema.

Passamos, agora, ao procedimento de verificação e validação da escolha do perfil *Winkel* tipo 3019 NbV para aplicação nos mastros-guia, considerando a carga no centro geométrico da estrutura de suporte dos garfos e, ainda, na situação de serviço mais desfavorável que poderá vir a ser verificada. Admitimos como pressuposto de cálculo que o perfil é único (sem os três patamares de elevação) e de comprimento igual ao observado na expansão total dos mastros.

- I. Situação Normal de Funcionamento (carga posicionada no centro geométrico da estrutura de suporte dos garfos e na posição mais elevada do curso de elevação), conforme Figura 76.

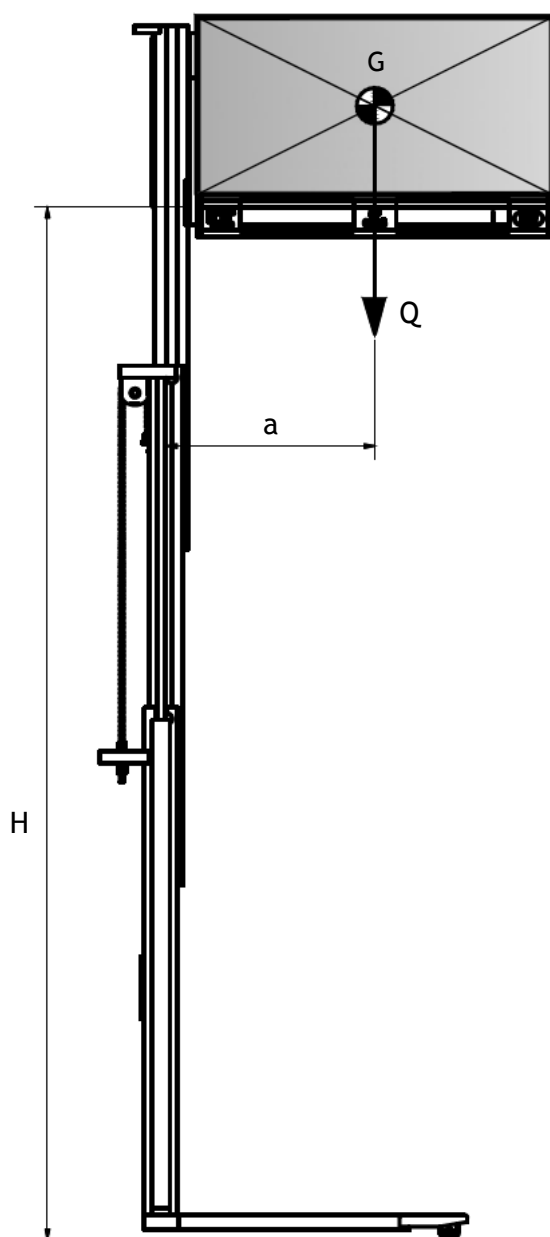


Figura 76 - Carga posicionada no centro geométrico da estrutura de suporte dos garfos à cota  $a=620$  mm e na posição  $H=3500$  mm.

Para o cálculo do valor da máxima tensão na base das guias ( $\sigma_{\text{máx}}$ ), consideramos a carga total aplicada ( $Q_t$ ) que resulta do somatório entre a carga a elevar ( $Q$ ), o peso próprio da estrutura porta-garfos ( $P_{p0}$ ) e o peso dos perfis que formam os mastros-guia e correspondentes acessórios e sistemas de elevação ( $P_{pi}$ ). Assim, resulta a seguinte equação:

$$Q_t = Q + P_{p0} + \sum P_{pi} \quad (18)$$

com  $i=1,2$  e  $3$  correspondente às duas guias interiores, intermédias e exteriores, respetivamente.

Sendo  $Q = 1500$  kgf e admitindo  $P_{p0} + \sum P_{pi} = 250 + 250 = 500$  kgf, vem  $Q_t = 2000$  kgf para as duas guias.

A carga em cada uma das guias verticais para cada mastro resultará:

$$W = \frac{Q_t}{2} = 1000 \text{ kgf} = 9810 \text{ N}.$$

O momento fletor na guia será:

$$M_f = W \times a = 9810 \times (0,62) = 6082,2 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Na base das guias exteriores os elementos de redução são:

- Força resultante, sendo  $i=1,2$  e  $3$ ,  $F_{\text{Res}} = \sum F_i = W = 9810 \text{ N}$ ;
- Momento resultante,  $M_{\text{Res}} = \sum M_i = M_f = 6082,2 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

A tensão máxima de compressão na base de cada guia representa uma sobreposição de uma tensão de compressão direta, com uma tensão de compressão devida à flexão.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{F_{\text{Res}}}{A_s} + \frac{M_{\text{Res}}}{W_x} \quad (19)$$

Nesta equação,  $A_s$  representa a área da secção transversal do perfil *Winkel*,  $W_x$  o módulo de resistência à flexão do mesmo perfil em relação a um eixo perpendicular ao plano de flexão.

Na tabela do perfil *Winkel 3019 NbV* indica-se  $W_x = 102,1 \text{ cm}^3$ , sendo  $x$  o eixo perpendicular ao plano de flexão, correspondendo à posição do eixo dos  $zz$  no referencial indicado junto aos DCLP anteriormente representados.

De acordo com a equação (19):

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{9810}{32,2 \times 10^2} + \frac{6082,2 \times 10^3}{102,1 \times 10^3} = 3,05 + 59,57 = 62,62 \text{ MPa}.$$

O coeficiente de segurança será:

$$cs = \frac{\sigma_{\text{ced}}}{\sigma_{\text{máx}}} = \frac{430}{62,62} = 6,87$$

Consideramos que o valor obtido para o coeficiente de segurança é bastante satisfatório.

- II. Situação Anormal de Funcionamento (carga descentrada, aplicada na proximidade da extremidade dos garfos e na posição mais elevada do curso de elevação), conforme Figura 77 e 78.

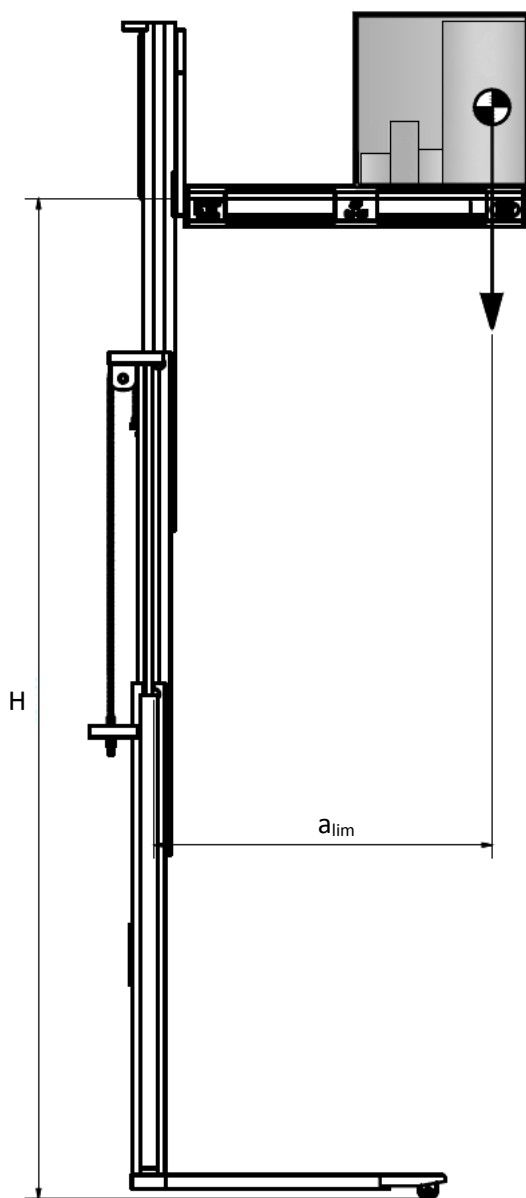


Figura 77 - Carga posicionada na extremidade dos garfos à cota  $a_{lim}=1273$  mm e na posição  $H=3500$  mm.

A carga será considerada agora na posição correspondente à extremidade dos garfos, à cota  $a_{lim}=1273$  mm e na altura  $H=3500$  mm.



As dimensões de cálculo quanto a valores de excentricidade resultam alteradas, sendo:

- A carga  $Q = 1500$  kgf aplicada à distância  $a_{lim}=1273$  mm;
- A carga  $P_p = 500$  kgf a atuar á distância fixa  $a=620$  mm.

Sem alteração do valor da força resultante, o momento resultante por guia, passa a ser:

$$M_{Res} = \frac{1}{2} \cdot [(500 \times 0,62) + (1500 \times 1,273)] \cong 1110 \text{ kgf} \cdot \text{m} = 10886,6 \text{ N} \cdot \text{m} = 10886,6 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Aplicando, novamente, a sobreposição de tensões conforme a equação (19) resulta:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{9810}{32,2 \times 10^2} + \frac{10886,6 \times 10^3}{102,1 \times 10^3} = 3,05 + 106,63 = 109,68 \text{ MPa}$$

Nestas condições, o coeficiente de segurança baixa para o seguinte valor:

$$cs = \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{430}{109,68} = 3,92.$$

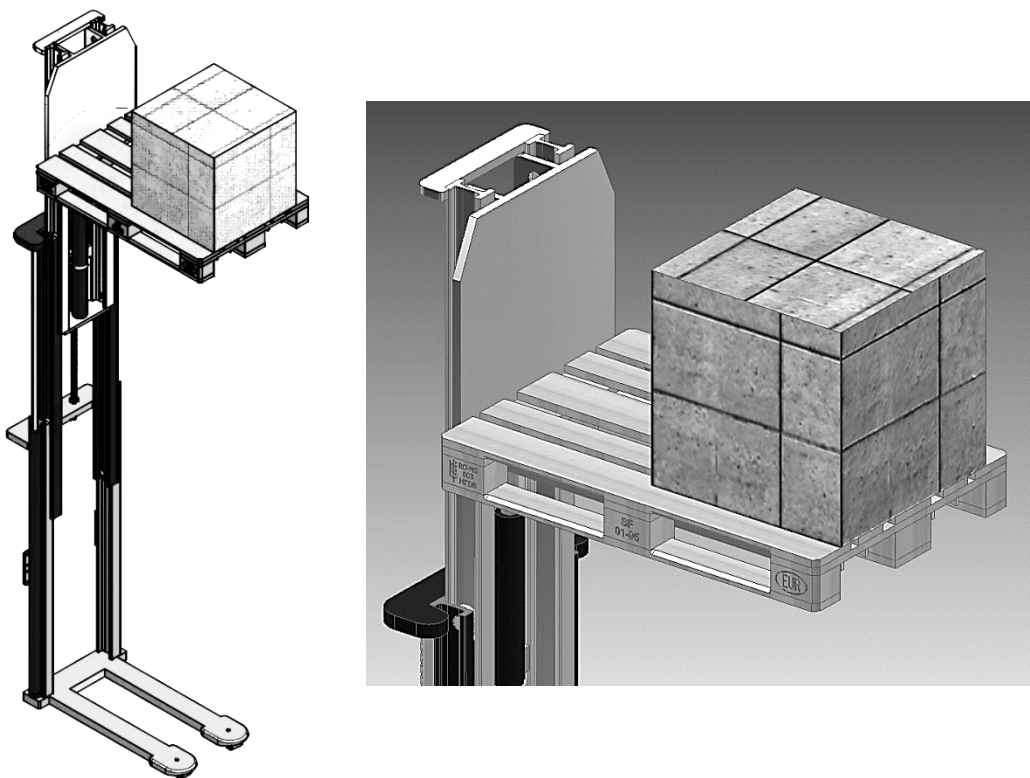


Figura 78 - (à esquerda) Desenho da estrutura principal de elevação com palete e carga em posição limite de apoio; (à direita) Pormenor do referido posicionamento da carga.

O coeficiente de segurança encontrado para a posição da carga, demonstrado nas Figuras 77 e 78, é ainda satisfatório.

Pelo exposto, confirma-se a resistência à flexão para os mastros-guia construídos em perfil *Winkel 3019 NbV*.

A verificação de resistência à rigidez assume-se de extrema importância para o funcionamento dos mastros guiados que suportam a carga. De seguida, passaremos a estudar a dimensão do deslocamento horizontal nas possíveis situações de carregamento, que se pretende que seja a menor possível.

### 6.3 Avaliação da deformação na estrutura constituída pelos mastros de elevação

Para a determinação do deslocamento horizontal na posição máxima útil de elevação da carga (H=3500 mm), considere-se:

- O comprimento total do mastro, preenchido por guia contínua *Winkel 3019 NbV*;
- A carga centrada nos garfos com a excentricidade  $a = 620$  mm;
- O deslocamento horizontal é dado pela seguinte expressão:

$$f = \frac{M_g \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I_x} \quad (20)$$

#### I. Deformação horizontal em vazio (sem carga)

Admitindo apenas o peso da estrutura dos garfos,  $P_{p0} = 250$  kgf = 2452,5 N, com a excentricidade,  $a = 620$  mm, e o comprimento,  $L = 3500$  mm, obtém-se:

- O momento total,  $M_{total} = P_{p0} \cdot a$ ;

$$M_{total} = 2452,5 \times (620) = 1,52 \times 10^6 \text{ N.mm};$$

- O momento por guia,  $M_g = \frac{M_{total}}{2} = 0,76 \times 10^6 \text{ N.mm};$

- O deslocamento horizontal em vazio,  $f_v = \frac{0,76 \times 10^6 \times (3500^2)}{2 \times (206 \times 10^3) \times (582 \times 10^4)} = 3,88 \text{ mm}.$

#### II. Deformação horizontal sob carga (máxima)

O valor de carga total,  $P_{total}$ , passou a ser agora:

$$P_{total} = Q + P_{p0}$$

$$P_{\text{total}} = 1500 + 250 = 1750 \text{ kgf} = 17167,5 \text{ N}.$$

A excentricidade e o comprimento mantêm-se para os pressupostos em análise, assim vem:

- O momento total,  $M_{\text{total}} = P_{\text{total}} \cdot a$ ;

$$M_{\text{total}} = 17167,5 \times (620) = 10,644 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm};$$

- O momento por guia,  $M_g = \frac{M_{\text{total}}}{2} = 5,322 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm};$

- O deslocamento horizontal em carga,  $f_c = \frac{5,322 \times 10^6 \times (3500^2)}{2 \times (206 \times 10^3) \times (582 \times 10^4)} = 27,19 \text{ mm}.$

Esta deformação é da ordem de 0,777% do comprimento da estrutura em elevação máxima.

## 6.4 Rodízios dos garfos da base de apoio

Os garfos da base de apoio do *Stacker*, fixos à estrutura de elevação, apoiam-se permanentemente sobre o piso, mediante dois rodízios, um em cada garfo.

Estes rodízios são auto orientáveis em direção e encontram-se apoiados em relação ao seu eixo fixo por dois rolamentos mistos.

A carga suportada é principalmente radial e calculável mediante a reação do piso (valor  $R_B$  da Figura 75).

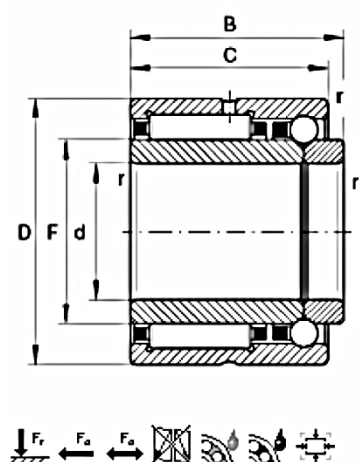
A carga axial é difícil de quantificar, sendo esta atribuída ao movimento de translação curvilínea que ocorre quando o veículo dá uma curva. Contudo, a auto-orientação da direção facilita e minimiza o valor desta carga axial.

Estima-se que a carga axial não exceda aproximadamente 20 % do valor da carga radial.

O espaço limitado entre a base dos garfos das pernas de apoio e o solo, confinados ao limite de encaixe na paleta, obrigou à otimização do diâmetro do rolo ( $D_{\text{rolo}}$ ) que deverá apresentar um diâmetro máximo exterior de 60 mm.

O rolo do rodízio impôs a escolha de rolamentos de reduzidas dimensões, tendo-se optado por rolamentos de apoio misto, de agulhas (parte radial), com esferas de contacto angular (parte axial).

Para um eixo de 15 mm escolheu-se a opção *INA FAG NKIB 5902*, representado na Figura 79.



<b>d</b>	15 mm	
<b>D</b>	28 mm	
<b>B</b>	20 mm	
<b>C</b>	18 mm	
<b>F</b>	20 mm	
<b>r<sub>min</sub></b>	0,3 mm	
<b>m</b>	52 g	Peso
<b>C<sub>r</sub></b>	12000 N	capacidade de carga dinâmica, radial
<b>C<sub>0r</sub></b>	13600 N	capacidade de carga estática, radial
<b>C<sub>a</sub></b>	2900 N	capacidade de carga dinâmica, axial
<b>C<sub>0a</sub></b>	4200 N	capacidade de carga estática, axial
<b>C<sub>ur</sub></b>	2430 N	carga limite de fadiga, radial
<b>C<sub>ua</sub></b>	186 N	carga limite de fadiga, axial
<b>n<sub>G</sub></b>	21600 1/min	velocidade limite
<b>n<sub>B</sub></b>	17000 1/min	velocidade nominal

Figura 79 - Dados técnicos do rolamento *INA FAG NKIB 5902*, retirados da página de catálogo do fabricante, [40].

#### I. Quantificação do valor da carga radial para cada rolamento

A carga por rodízio será:

$$\frac{R_B}{2} = \frac{14070}{2} = 7035 \text{ N}$$

Possuindo cada rodízio dois rolamentos, a carga radial em cada rolamento, será:

$$F_r = \frac{7035}{2} \cong 3518 \text{ N}$$

Este valor calculado não é constante, sendo apenas válido para a situação de funcionamento à carga máxima.

#### II. Quantificação do valor da velocidade média de rotação para os rolamentos

A velocidade média de rotação terá de ser quantificada mediante atribuição de tempos percentuais de duração das etapas de funcionamento do veículo.

Uma análise atenta e cronometrada das sucessivas operações de movimentação de um *Stacker*, nas instalações da empresa Transporel, permitiram-nos tirar as seguintes conclusões:

- Translação com velocidade linear de 6 m/s durante 5% do tempo;
- Translação com velocidade linear de 3 m/s durante 10% do tempo;
- Translação com velocidade linear de 2 m/s durante 20% do tempo;
- Translação com velocidade linear de 1 m/s durante 25% do tempo;
- Imobilização com velocidade linear de 0 m/s durante 40% do tempo.

Admitindo a total aderência, isto é, o movimento de rolamento dos rodízios sem escorregamento, podemos converter os valores das velocidades lineares ( $v$ ) em correspondentes valores de velocidade de rotação ( $n$ ), mediante a expressão:

$$n = \frac{60 \times v}{\pi \times D_{\text{rolo}}} \quad (21)$$

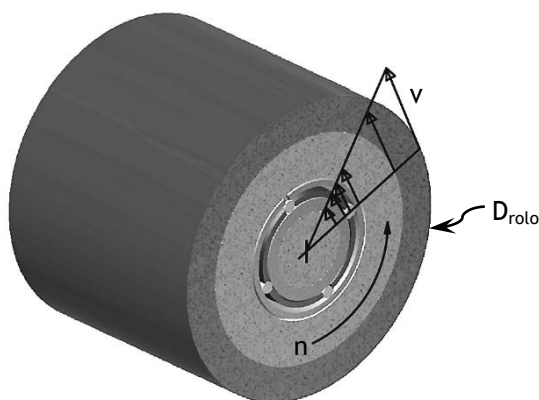


Figura 80 - Desenho do rolo em corte com rolamentos  
*INA FAG NKIB 5902.*

Sendo o valor do diâmetro exterior dos rodízios,  $D_{\text{rolo}} = 60$  mm, para os valores de velocidade linear, anteriormente referidos, obtemos as velocidades de rotação seguintes:

$v = 6$ m/s,	$n = 1910$ rpm	em 5% do tempo.
$v = 3$ m/s,	$n = 955$ rpm	em 10% do tempo.
$v = 2$ m/s,	$n = 637$ rpm	em 20% do tempo.
$v = 1$ m/s,	$n = 318$ rpm	em 25% do tempo.
$v = 0$ m/s,	$n = 0$ rpm	em 40% do tempo.

Com base nas informações geradas, torna-se possível traçar o Gráfico Normal de Utilização, conforme apresentado na Figura 81.

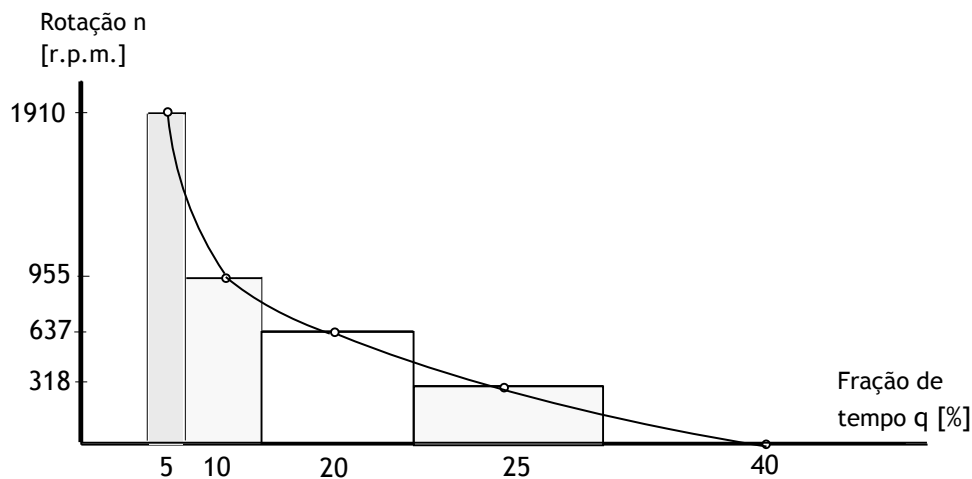


Figura 81 - Gráfico Normal de Utilização: Fração de tempo q (%) vs Rotação n (rpm).

O valor da velocidade de rotação média ( $n_m$ ) será calculada pelos diferentes velocidades de rotação ( $n_i$ ) e pelas frações de tempo ( $q_i$ ) em percentagem, mediante a equação:

$$n_m = n_1 \times \frac{q_1}{100} + n_2 \times \frac{q_2}{100} + n_3 \times \frac{q_3}{100} + \dots \text{ [r.p.m.]}. \quad (22)$$

Substituindo nesta equação os valores de base para a construção do Gráfico Normal de Utilização, resulta:

$$n_m = 1910 \times \frac{5}{100} + 955 \times \frac{10}{100} + 637 \times \frac{20}{100} + 318 \times \frac{25}{100} + 0 \times \frac{40}{100} \text{ [r.p.m.]}$$

$$n_m = 95,5 + 95,5 + 127,4 + 79,5 + 0 = 397,9 \cong 400 \text{ r.p.m.}$$

### III. Quantificação do valor do fator de velocidade para a parte radial dos rolamentos

O fator de velocidade ( $f_n$ ) para os rolamentos de rolos radiais de agulhas é calculável por:

$$f_n = p \sqrt{\frac{100}{3 \times n}} \quad (23)$$

sendo  $p = \frac{10}{3} = 3,33$  para rolamentos de rolos e agulhas.

Neste rolamento, *INA FAG NKIB 5902*, a parte radial, apresenta o resultado:

$$f_n = 3,33 \sqrt{\frac{100}{3 \times 400}} = 0,4745$$

#### IV. Quantificação do valor da carga equivalente radial dinâmica para cada rolamento

A carga equivalente radial terá de ser quantificada mediante atribuição de tempos percentuais de duração das etapas de funcionamento do *Stacker*.

Poderão estabelecer-se, em média, os seguintes valores de carga radial para cada rolamento:

- Carga máxima de 3518 N  $\Rightarrow$  durante 50 % do tempo;
- Carga média de 2500 N  $\Rightarrow$  durante 25 % do tempo;
- Baixa carga de 1500 N  $\Rightarrow$  durante 20 % do tempo;
- Carga de peso próprio ( $0,25 \times 2452,5 = 613$  N)  $\Rightarrow$  durante 5 % do tempo.

Seguindo uma expressão análoga para cálculo da carga média radial ( $P_r$ ):

$$P_r = P_1 \times \frac{q'_1}{100} + P_2 \times \frac{q'_2}{100} + P_3 \times \frac{q'_3}{100} + \dots \text{ [N]} \quad (24)$$

Em que  $P_i$  com  $i=1,2,3,\dots,n$  representam os vários valores das cargas e os  $q'_i$  com  $i=1,2,3,\dots,n$  representam as correspondentes frações de tempo em que essas cargas atuam.

Substituindo valores conhecidos, resulta

$$P_r = 3518 \times \frac{50}{100} + 2500 \times \frac{25}{100} + 1500 \times \frac{20}{100} + 613 \times \frac{5}{100} \cong 2715 \text{ N}.$$

#### V. Quantificação do valor do fator de esforços dinâmicos para a parte radial dos rolamentos

O fator de esforços dinâmicos ( $f_L$ ) é relacionável com a capacidade dinâmica radial do rolamento ( $C_r$ ), com a carga equivalente radial dinâmica ( $P_r$ ) e com o fator de velocidade ( $f_n$ ), pela expressão:

$$f_L = \frac{C_r}{P_r} \times f_n. \quad (25)$$

Substituindo os valores entretanto determinados, resulta

$$f_L = \frac{12000}{2715} \times 0,4745 = 2,097.$$

#### VI. Quantificação do valor da longevidade, em horas, para a parte radial dos rolamentos

De acordo com os fabricantes dos rolamentos:

$$L_h = 500 \times f_L^p \quad (26)$$

sendo  $p = \frac{10}{3} = 3,33$  para rolamentos de rolos e agulhas .

No nosso caso, a parte radial dos rolamentos terá a longevidade:

$$L_h = 500 \times 2,097^{3,33} \cong 5900 \text{ horas .}$$

Esta longevidade corresponde a 3,85 anos de trabalho de 255 dias a 6 horas por dia.

## VII. Quantificação do valor da carga axial admissível para a mesma longevidade

Nas partes axiais dos rolamentos escolhidos existem esferas de contacto angular.

Os novos valores dos fatores de velocidade e de esforços axiais dinâmicos terão de ser agora, calculados mediante novas expressões.

### VII.I. Fator de velocidade

Calculado por:

$$f_n = p \sqrt{\frac{100}{3 \times n}} \quad (27)$$

sendo  $p = 3$  para rolamentos de esferas

Assim:

$$f_n = 3 \sqrt{\frac{100}{3 \times 400}} = 0,4368$$

### VII.II. Fator de esforços axiais dinâmicos

Calculado por:

$$f_L = p \sqrt{\frac{L_h}{500}} \quad (28)$$

sendo  $p = 3$  para rolamentos de esferas .

Assim:

$$f_L = 3 \sqrt{\frac{5900}{500}} = 2,2766$$

### VII.III. Quantificação do valor da carga axial dinâmica equivalente

Da relação:

$$\frac{C_a}{P_a} = \frac{f_L}{f_n} \quad (29)$$



Obtém-se carga axial dinâmica equivalente:

$$P_a = \frac{f_n}{f_L} \times C_a \quad (30)$$

Substituindo os valores já determinados, vem:

$$P_a = \frac{0,4328}{2,2766} \times 2900 \cong 551 \text{ N}$$

Comparando com o valor de  $P_r$  obtido ( $P_r = 2715 \text{ N}$ ), confirma-se o pressuposto:

$$P_a = 551 \text{ N} = \text{aprox. } 20\% \text{ de } P_r.$$

Na componente axial do rolamento deverá considerar-se,

$$F_a = P_a = 551 \text{ N}.$$

#### VIII. Confirmação por cálculo informático do fabricante

Introdução de dados na Calculadora da *INA FAG* para a verificação da longevidade do rolamento *NKIB 50902*, [40].

Dados introduzidos relativos às cargas e à velocidade de rotação, conforme a Figura 81.

The screenshot shows a software window titled "Needle roller/angular contact ball bearings NKIB5902" with the subtitle "double direction axial component". Inside the window, there is a tab labeled "Load case 1". Below the tab, there is a form with the following fields and values:

Field	Symbol	Value	Unit
Designation	Des	Load case 1	
Time portion	q	100.000	%
Axial load	Fa	551.0	N
Radial load	Fr	2715.0	N
Axial preload force	Fav	0	N
Type of movement		rotating	
Speed	n_i	400.00	1/min
Mean operating temperature	T	50	°C

At the bottom right of the form, there are three buttons: "OK", "Cancel", and "Help ...".

Figura 82 - Quadro "Load case" da calculadora *INA/FAG*, [40].

Foi escolhida a massa lubrificante *Deutsche BP Aktiengesellschaft (ARAL), Aralub 4034*, [41], para funcionamento do rolamento. Trata-se uma massa lubrificante para elevada resistência e longevidade, constituída à base de óleo mineral e aditivos EP (alta pressão).

A *Aralub 4034* apresenta excelentes propriedades anti desgaste, boa proteção contra corrosão e características de lubrificação a longo prazo. É ideal para rolamentos antifricção, rodando com velocidades de rotação lenta ou média, sob altas cargas e com cargas do tipo impacto ocasionais, para esforço elevado de fadiga e com excelente capacidade de resistência à humidade.

De seguida, apresenta-se a escolha da massa lubrificante *Deutsche BP Aktiengesellschaft (ARAL), Aralub 4034*, no cálculo informático da *INA/FAG* para o rolamento, conforme se demonstra na Figura 83 e 84.

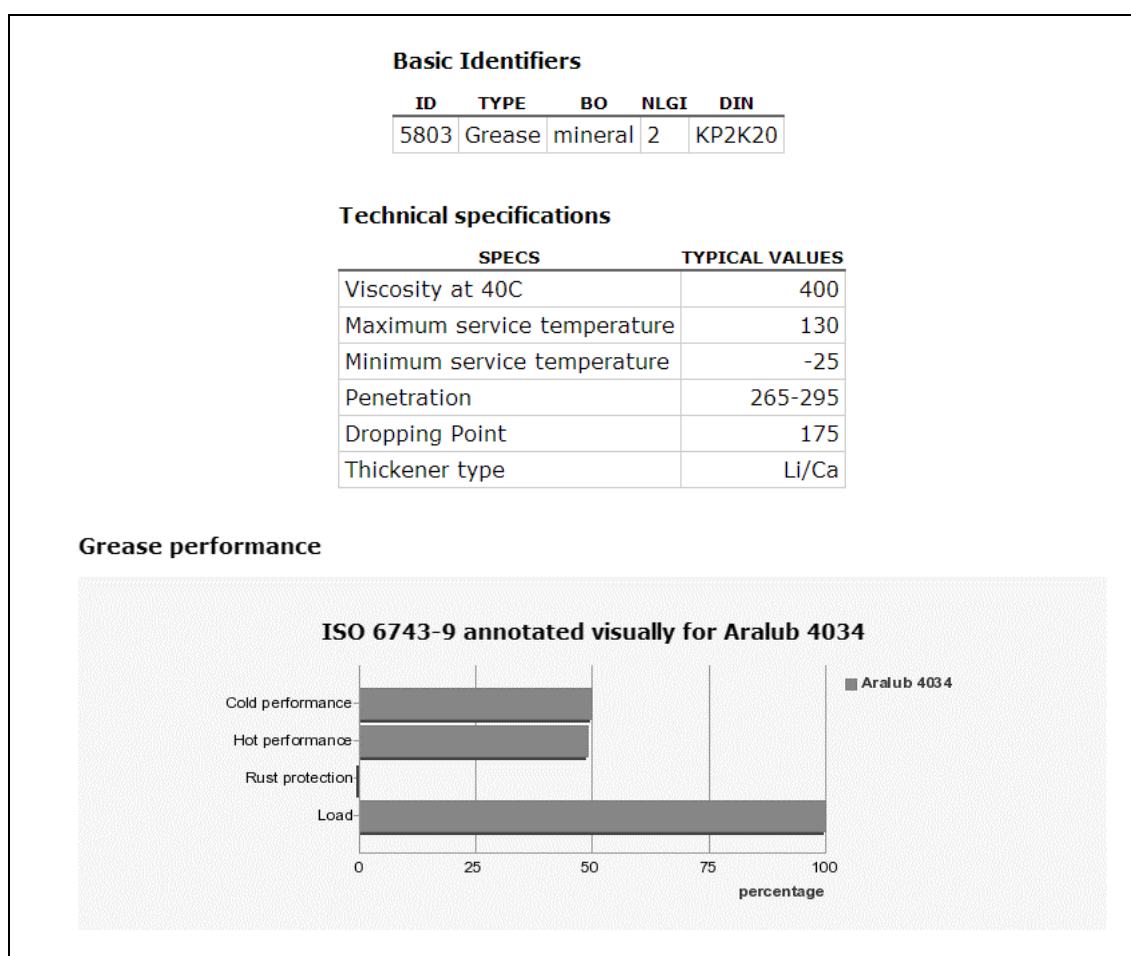


Figura 83 - Dados técnicos da massa lubrificante *Aralub 4034 (ISO 6743-9)*, [41].

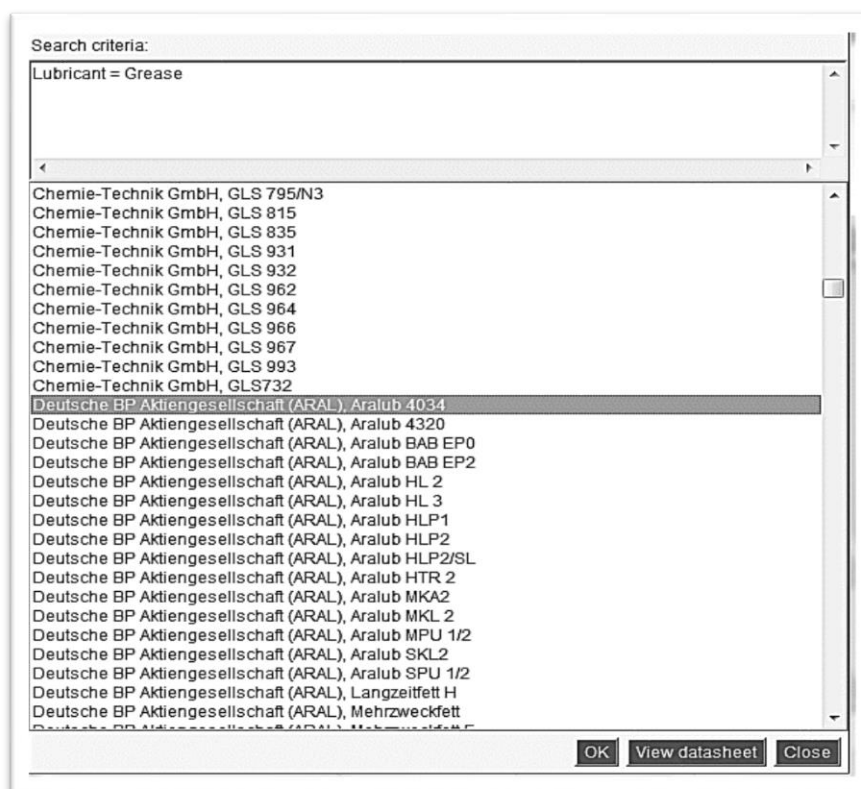


Figura 84 - Quadro "Search criteria" da calculadora INA/FAG, [40].

Por último, é possível gerar a resposta ao cálculo, conforme a Figura 84.

medias® Home ⇒ Rolling and plain bearings, accessories ⇒ NKIB ⇒ NKIB5902 ⇒ Calculation

Series selection Product selection Product data Description **Calculation** CAD Shopping basket Datasheet

### Needle roller/angular contact ball bearings NKIB5902

double direction axial component

Load case 1

Rolling bearing catalogs  
NKIB5902  
Load case 1

Description	Name	Value	Unit
Rating life, radial	Lh_r	5904	h
Rating life, axial	Lh_a	6075	h
Modified rating life, radial	Lh_nm_r	26600	h
Modified rating life, axial	Lh_nm_a	17767	h

Complete results: see \*toolbar -> Display calculation result\*

Figura 85 - Quadro "Description" da calculadora INA/FAG, [40].

O cálculo disponibilizado pelo fabricante para verificação da longevidade em horas, permite-nos estabelecer as seguintes observações:

- Ficou confirmada a vida nominal  $L_{h\_r} \cong 5904$  horas em termos de longevidade radial.
- Tendo usado este valor de longevidade na determinação da carga equivalente axial dinâmica foi obtido o valor  $P_a = F_a = 551$  N.
- Usando na folha de cálculo o par de valores  $P_r = 2715$  N e  $P_a = 551$  N, também ficou confirmada a vida nominal  $L_{h\_a} \cong 6075$  horas (valor muito próximo de  $L_{h\_r}$ ).

Uma vez concluída a validação dos rolamentos presentes nos rolos dos rodízios, passamos a justificar a escolha dos rolamentos de quatro pontos de contato angular montados no eixo vertical de auto-orientação dos rodízios. Cada rolamento encontra-se solidário ao veio vertical (Eixo), fixo na base de apoio dos garfos, conforme se pode constatar na Figura 86.

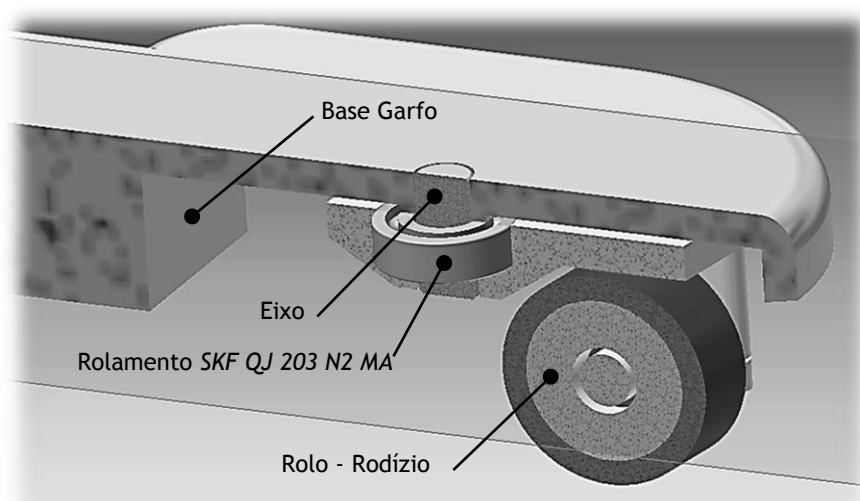


Figura 86 - Rolamento SKF de quatro pontos de contato, Ref.: QJ 203 N2 MA.

Para os garfos das pernas da base do *Stacker*, foram escolhidos rolamentos de contato angular em quatro pontos, para apoio do eixo vertical, cujo funcionamento é solidário com a estrutura do garfo. O anel exterior do rolamento é móvel e solidário com o corpo dos rodízios.

Estes rolamentos permitirão a rotação dos rodízios dos garfos em relação ao eixo, facilitando a auto-orientação nas curvas durante as manobras do *Stacker*.

Nestes rolamentos o esforço axial é predominante e pode ser calculado em valor máximo pela grandeza da reação no apoio  $R_B$ , já calculado anteriormente e de valor 14070 N.

A carga por eixo nos garfos da base de apoio será metade deste valor, isto é, 7035 N. Todavia, este valor não é constante, sendo apenas válida para a situação de funcionamento à carga máxima.

A carga axial suportada neste tipo de aplicação deverá ser estabelecida entre uma situação de metade do tempo de funcionamento em carga, 50%, e a outra metade sem carga

(apenas peso próprio), 50%, uma vez que o *Stacker* deverá operar alternadamente entre ações de carga e de descarga.

Como o peso próprio representa  $\frac{1}{4}$  do peso em funcionamento à carga máxima, podemos calcular a carga média ( $F_{Bméd}$ ) como:

$$F_{Bméd} = 0,5 \times (7035) + 0,5 \times \left(\frac{1}{4}\right) \times (7035) = 4397 \text{ N}$$

A este valor de  $F_{Bméd}$  acresce o valor  $F_{mom}$ , devido ao momento no rolamento criado pela excentricidade do apoio (braço  $b_r$ ), conforme se mostra nas Figuras 87 e 88.

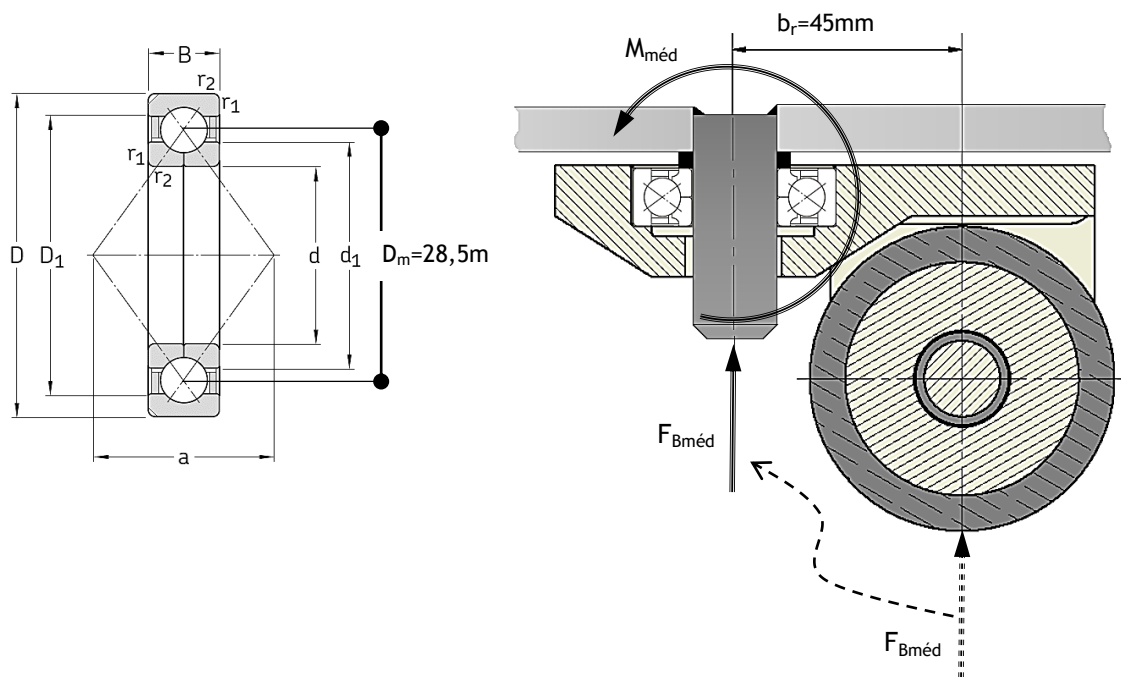


Figura 87 - (à esquerda) Desenho de rolamento SKF de contato em 4 pontos QJ 203 N2 MA [42]; (à direita) Corte do rodízio e respectivas solicitações.

O diâmetro médio do rolamento  $D_m$ , é calculado por:

$$D_m = \frac{D + d}{2} , \quad (31)$$

cujo valor resulta:

$$D_m = \frac{40 + 17}{2} = 28,5 \text{ mm}$$

A equivalência de momentos permite calcular  $F_{mom}$  pela expressão:

$$F_{mom} \times D_m = F_{Bméd} \times b_r , \quad (32)$$

logo, vem

$$F_{\text{mom}} = \frac{F_{\text{Bméd}} \times b_r}{D_m} = \frac{4397 \times 45}{28,5} \cong 6943 \text{ N}$$

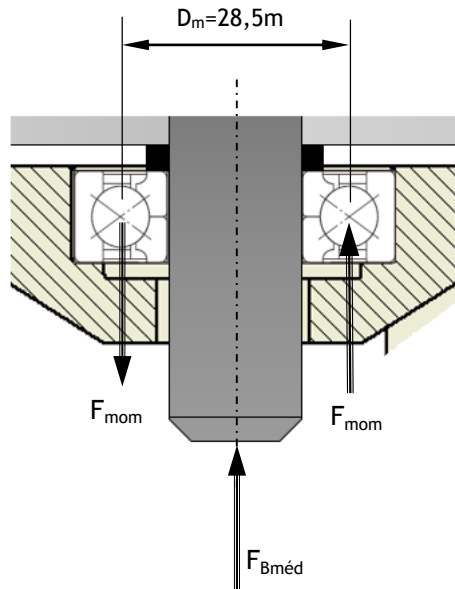


Figura 88 - Substituição do  $M_{\text{méd}}$  pelo binário  $(+F_{\text{mom}}; -F_{\text{mom}})$ .

Na situação mais desfavorável (sobreposição dos efeitos das forças), a carga axial no rolamento será calculada pela seguinte equação:

$$F_a = F_{\text{Bméd}} + F_{\text{mom}}, \quad (33)$$

cujo valor representa:

$$F_a = 4397 + 6943 = 11340 \text{ N}.$$

A componente radial do esforço nestes rolamentos é difícil de quantificar, uma vez que o seu valor depende da reação em trajetória curvilínea quando o veículo opera em curva.

Admitamos que o valor da força radial não exceda aproximadamente 20% do valor da carga axial, ou seja,

$$F_r \cong 20\% \times F_a, \quad (34)$$

resultando assim:

$$F_r \cong 2268 \text{ N}$$

A velocidade de rotação dos aros exteriores é de valor muito baixo, pelo que a verificação dos rolamentos escolhidos será predominantemente de carácter estático.

Para estes pressupostos de funcionamento, foram selecionados os rolamentos de contato angular *SKF QJ 203 N2MA*, cujas características principais podem ser consultadas na Figura 86, conforme o catálogo do fabricante, [42].

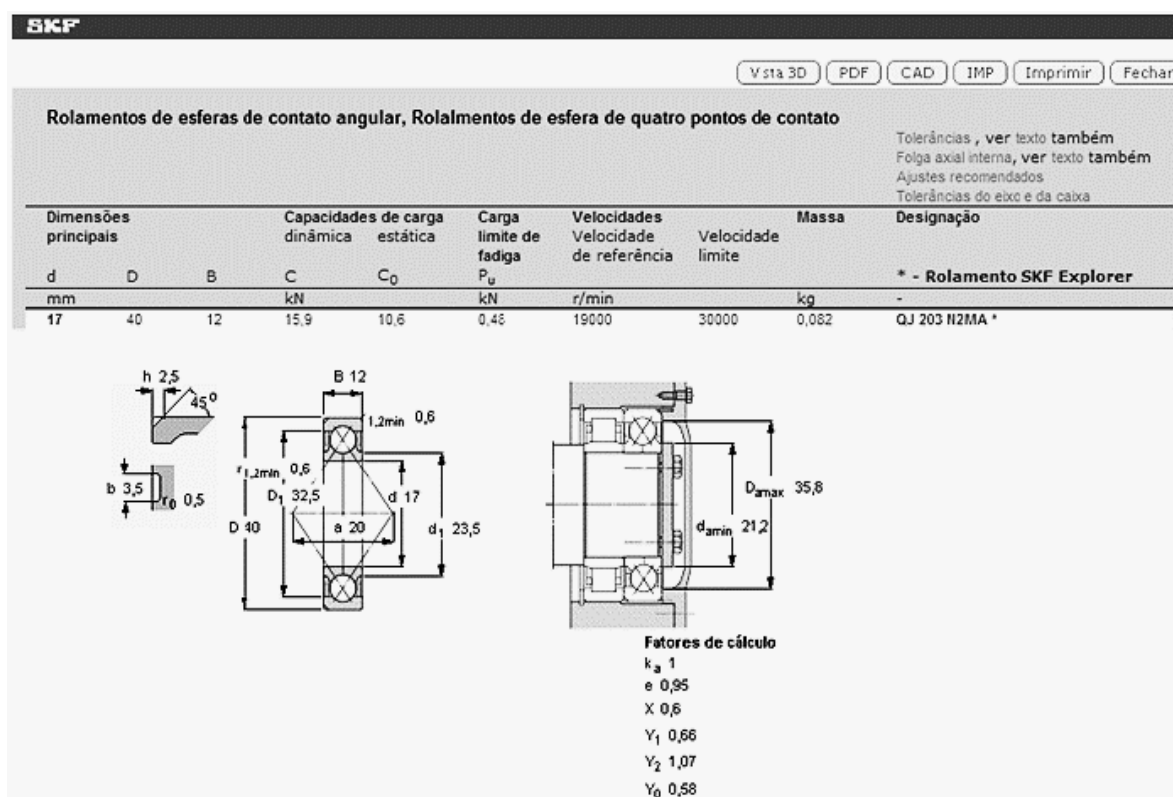


Figura 89 - Dados técnicos retirados do catálogo *SKF* para o rolamento *QJ 203 N2MA*, [42].

A verificação de carácter estático passa por quantificar o valor da carga estática equivalente,  $P_0$  de acordo com a expressão:

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad [\text{N}] \quad (35)$$

em que  $X_0$  e  $Y_0$  são, respetivamente os fatores estáticos radial e axial.

Nos rolamentos de 4 pistas ou de 4 pontos de contacto, o fator estático radial é unitário,  $X_0 = 1$ , e o fator estático axial é  $Y_0 = 0,58$ .

Calculando o valor máximo da carga estática equivalente:

$$P_0 = 1,00 \times 2268 + 0,58 \times 11340 \cong 8845 \text{ N}$$

Aceitamos, agora, que o coeficiente de segurança estático,  $cs_0$ , será dado pelo número de vezes em que a capacidade estática do rolamento ( $C_0$ ) é superior à carga estática equivalente ( $P_0$ ), ou seja:

$$cs_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (36)$$

No nosso caso:

$$cs_0 = \frac{10600}{8845} \cong 1,2$$

Este valor de  $cs_0$  situa-se no intervalo [1,0 .... 1,5] aconselhado pelos fabricantes de rolamentos para exigências normais de carácter estático.

Para a lubrificação do rolamento deve ser utilizada a Graxa *SKF LGHB2*, especialmente indicada para cargas de choque, cargas pesadas e arranques/paragens frequentes.

Os rolamentos, em geral, são especialmente indicados para funcionar com elevadas rotações, o que não se verifica nesta aplicação em particular. Todavia, a opção da sua escolha pareceu-nos mais adequada, pois a presença do momento  $M_{\text{méd}}$  invalida o funcionamento em eixo casquilhado. Por outro lado, o pavimento do *Stacker* pode não ser isento de lixo, partículas e humidade, pelo que se pretende evitar a contaminação da massa lubrificante pelo elementos presentes no pavimento e, ao mesmo tempo, evitar a contaminação do pavimento por eventuais derrames de massa lubrificante. Assim, fica assegurada uma montagem limpa dos rodízios na estrutura dos garfos da base nas pernas de apoio do sistema de elevação.

#### IX. Escolha do tipo de rodado para os rodízios

Para o revestimento dos rolos dos rodízios foi escolhido um elastómero de poliuretano com características especiais, devido à presença de *Desmodur 15*<sup>9</sup>, um material desenvolvido e patenteado pela *Bayer* com a designação comercial de *Vulkollan*®, [43].

O padrão de dureza escolhido para este material foi 95° *Shore A*<sup>10</sup>, por apresentar a vantagem de possuir uma capacidade de carga muito elevada.

O *Vulkollan*® apresenta as seguintes propriedades:

- Deformação permanente muito baixa em comparação com outros poliuretanos, pelo que os rolos quase não deformam, mantendo a geometria de contato com o pavimento;
- Cor entre o amarelo e o marron;
- Elevada resistência à iniciação e propagação de fendas, mesmo quando a banda de rodagem é danificada após inúmeros ciclos de utilização;
- Resistência extremamente elevada à abrasão, apresenta até duas vezes menor desgaste, em termos de volume perdido, do que a borracha, prevendo-se, por isso, a manutenção do rodízio funcional por mais tempo;

---

<sup>9</sup> Substância derivada da *nafta* fundida com o poliuretano e patenteada pela *Bayer*.

<sup>10</sup> Método que utiliza um *Durómetro Shore* para medir a profundidade da impressão deixada no material com a aplicação da carga sendo dependente de outros fatores além da dureza, como sendo as propriedades viscoelásticas e da duração do ensaio, em que A é a escala utilizada para plásticos macios, [44].



- Elevada aderência a superfícies metálicas, por isso, apresenta condições ideais para revestimento de rodas e rodízios;
- No caso de ser prevista a utilização do *Stacker* em ambientes quentes e húmidos pode ser adicionado um retardador de hidrólise<sup>11</sup>, nomeadamente *Stabaxol*.
- Intervalo de temperaturas de utilização entre os -40°C e os +80°C sem perdas de propriedades.

## 6.5 Garfos da base de apoio ou pernas do *Stacker*

Os garfos da base de apoio são muito importantes, pois permitem o equilíbrio de toda a estrutura que movimenta a carga, conforme se pode observar na Figura 90.

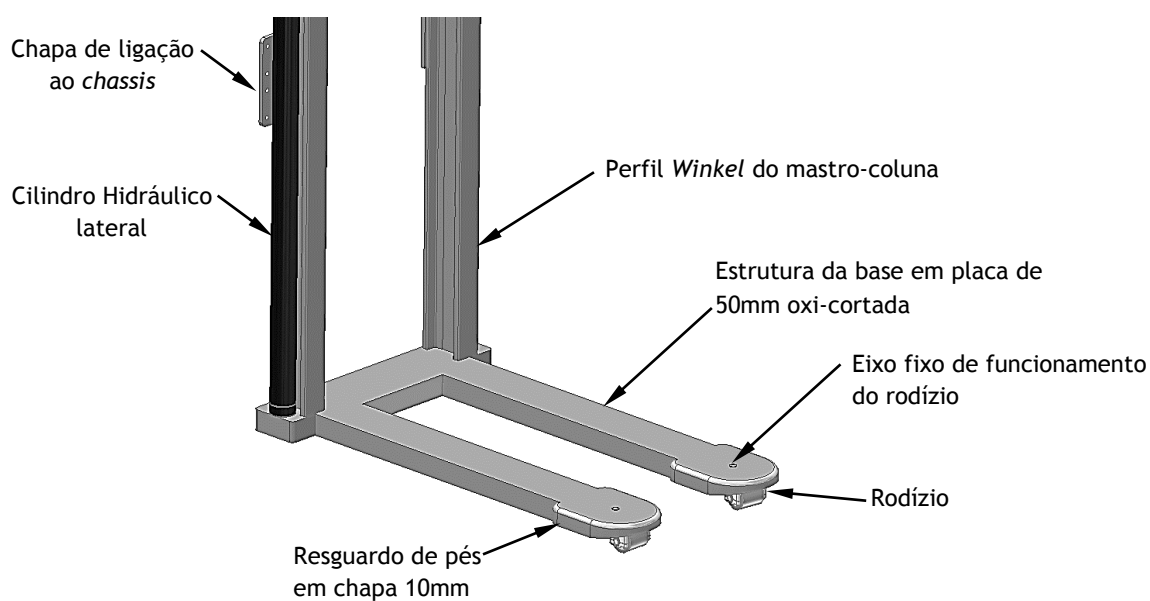


Figura 90 - Desenho da estrutura dos garfos da base, com carro porta-garfos na posição elevada.

A configuração desta estrutura em forma de “U” deverá ser obtida na forma de uma só componente, por meio de oxi-corte de uma placa de espessura de 50mm, isto é, não devem existir emendas ou ligações soldadas nas transições de geometria. Tratando-se de uma estrutura de especial responsabilidade, devem existir raios mínimos nas variações geométricas por forma a evitar concentrações de tensões.

<sup>11</sup> A hidrólise é a decomposição dos poliuretanos em contacto com água (quente).

A chapa de resguardo de pés é obrigatória, por força da Norma *ISO 3691-5, Industrial Trucks - Safety requirements and verification, (part 5), Pedestrian-propelled trucks* e a distância da sua extremidade ao nível do solo deverá ser  $\leq 35$  mm.

A verificação da resistência, simplificada, através do MEF (Método dos Elementos Finitos), da zona de trabalho do rodízio obtida em chapa de 10 mm com resguardo lateral de pés, conforme se apresenta na Figura 90, encontra-se descrita no ANEXO IV. Foi, ainda, realizada a verificação da globalidade da estrutura das pernas de suporte do *Stacker* e do carro porta-garfos pelo MEF (também descrito no ANEXO IV).

A análise efetuada pelo método dos elementos finitos, em *software* computacional *Autodesk Inventor®*, permitiu concluir que se encontram verificadas as condições de viabilidade funcional da componente da extremidade da base de apoio dos garfos fixos do *Stacker* em aço de construção Fe 430 (ou St44-3 norma *DIN*), na primeira análise. Todavia, após análise global da estrutura (segunda verificação) é recomendável a aplicação de um aço com muito boas características mecânicas, devendo ser utilizado na respetiva construção do componente, no mínimo um aço de construção do tipo Fe 510 (ou St52-3 norma *DIN*) aplicável a toda a estrutura da base de apoio do sistema de elevação.

De notar que é importante salvaguardar uma boa soldabilidade por fusão da chapa horizontal e do aro lateral de resguardo de pés. As componentes devem ser pré-preparadas com aberturas de chanfro para receber o cordão de soldadura a toda a volta das arestas de superfície. Os cordões de soldadura devem ser afagados, para evitar concentrações de tensões.

Os raios de transição entre a zona da placa de apoio dos perfis dos mastros-guias e as placas das pernas de apoio, isto é, as zonas de transição geométrica em forma de “U”, devem ser no mínimo de 15 mm, de modo a garantir a inexistência de concentrações de tensões preponderantes.

Como trabalho futuro, deve ser estudado o processo de fabrico mais económico para o resultado final pretendido na extremidade dos pés de apoio dos garfos.

## 6.6 Carro porta-garfos

O carro porta-garfos representa um elemento crítico do *Stacker*, em termos de resistência mecânica, resistência ao choque e ao desgaste. Assim, justifica-se uma análise, mais pormenorizada das condições de serviço deste componente.

No seu modo de funcionamento, o porta-garfos está sujeito a ciclos de carga e de descarga de mercadoria, que causam naturalmente alguma fadiga durante o ciclo de vida. Por outro lado, o processo de encaixe do garfo na paleta envolve, por vezes, algum choque, sobretudo quando o operador do equipamento tem pouca experiência de manuseamento. Também se verifica desgaste resultante do arrastamento das paletes carregadas sobre a superfície dos garfos.

Pelas razões anteriormente indicadas, foi escolhido um aço de alta resistência mecânica e resistência ao desgaste, com dureza favorável e resistência ao impacto. Após consulta dos diferentes aços existentes no mercado, foi escolhido o aço *Raex®400*. Este aço, além de

apresentar as características já indicadas, garante o prolongamento da durabilidade e ao mesmo tempo possibilita *design* inovador e um produto mais leve, melhorando a eficiência energética.

A verificação das condições de serviço e resistência mecânica foram realizadas pelo MEF para a situação normal de serviço (ver ANEXO IV - Ponto III.).

De seguida passamos a descrever as principais características do aço referido [45].

Grau do aço	Espessura da chapa em mm Min.-Máx.	Largura da chapa em mm Min.-Máx.	Comprimento da chapa em m Min.-Máx.	Dureza (HBW)
Raex 400	6-40	1800-3200	2-12	6-40 (*)

(\*) - a dureza é medida em unidades (HBW), de acordo com a *EN ISO 6506-1* a partir de uma profundidade de 0,3-2mm da superfície do aço. A profundidade de medição é determinada com base no formato do produto e espessura da chapa.

Tolerâncias (nas dimensões e formas)
Chapas grossas: - Espessura EN 10029 Classe A - Largura e comprimento EN 10029 - Planicidade EN 10029, Classe N, tolerâncias normais de planicidade, aço tipo H

Propriedades mecânicas típicas:

Limite de Elasticidade $R_{p0,2}$ MPa	Resistência à tração $R_m$ MPa	Alongamento %	Resistência ao impacto <i>Charpy V 20 J</i>
1000	1250	10	-40 C

Composição química (%):

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Mo	B
0,25	0,80	1,70	0,025	0,015	1,50	1,00	0,50	0,005

Além destes, pode ser usado o alumínio (Al) e/ou titânio (Ti) como material de microliga.

Valores típicos de carbono equivalente (CEV):

$$CEV = C + Mn / 6 + (Cr + Mo + V) / 5 + (Ni + Cu) / 15$$

Classe de espessura (Min.-Máx.)	CEV
6-20	0,42

Este aço poderá ser fornecido com revestimento protetor à corrosão (*primer*), de caráter temporário, útil para conservar as características do estado da superfície durante o período de transporte, armazenagem e processamento de fabrico.

O corte e a soldadura das chapas de aço *Raex®400*, mesmo com revestimento primário (*primer*), é relativamente simples.

#### Características de soldabilidade:

A soldabilidade do aço *Raex®400* é boa, permitindo a utilização de procedimentos convencionais de soldadura.

Sendo o Carro Porta-garfos uma estrutura de responsabilidade aconselha-se especial cuidado nas ligações soldadas entre as partes que o compõem, conforme se pode observar nas Figuras 91 e 92. Aconselha-se uma soldadura por fusão, com pré-preparação das juntas de ligação através da abertura de chanfros. Os cordões de soldadura devem ser devidamente afagados para minimizar o efeito de concentrações de tensões, isto é, a soldadura deve ser acabada com polimento em todas as arestas e cantos para melhorar a durabilidade da estrutura em condições de fadiga.

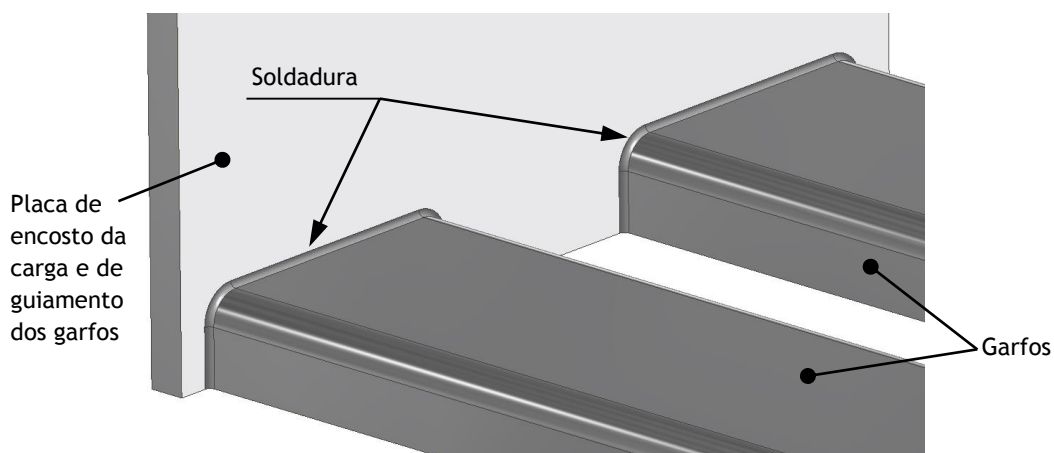


Figura 92 - (Perspetiva do lado frontal) - Estrutura do carro porta-garfos.

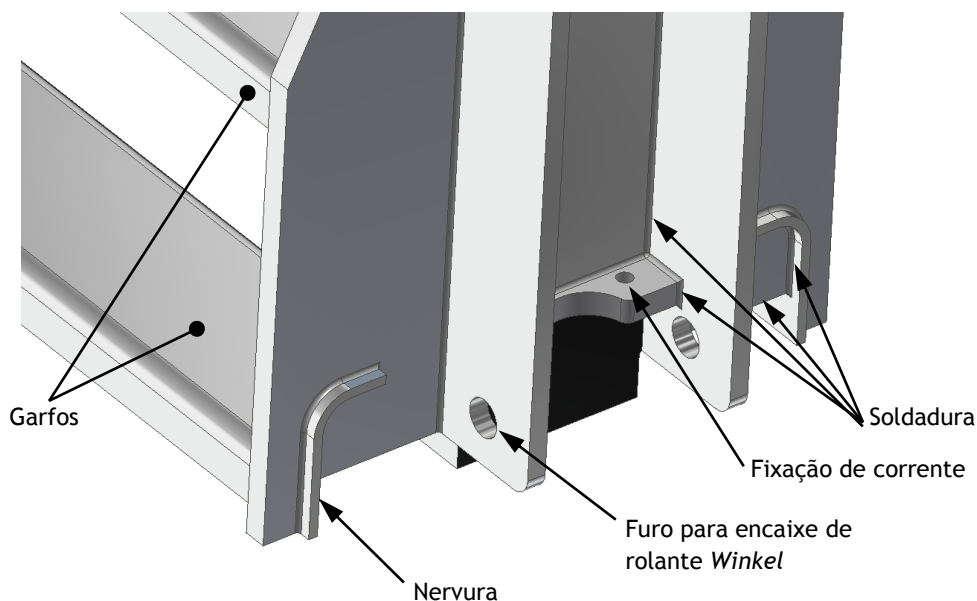


Figura 91 - (Perspetiva pelo lado posterior) - Estrutura do carro porta-garfos.

Na Figura 92, estão assinaladas nervuras de reforço soldadas à parte posterior da placa vertical de encosto da carga e respetivo guiamento. Estas nervuras têm por finalidade aumentar a rigidez local, nas zonas de concentração de tensões e de deformação, introduzidas pela transição geométrica abrupta (90°) entre as superfícies dos garfos e a superfície da chapa vertical referida.

Nos fabricantes estudados, é visível a presença destas nervuras no carro porta-garfos (confrontar ANEXO II - página 4).

Numa primeira análise pelo MEF para esta estrutura, constatou-se que a presença destas nervuras é fundamental para evitar deformação local da placa vertical de encosto da carga, mesmo sendo esta construída em chapa espessa (25 mm).

A soldadura das nervuras (lado posterior da placa) deverá ser realizada ligeiramente acima do nível das uniões soldadas dos garfos (lado principal da placa). O adequado posicionamento das nervuras foi estudado e apresenta-se sob a forma de desenho técnico no ANEXO VI.

#### Moldagem a frio:

A estrutura dos garfos deverá ser quinada a 90° entre a superfície da base de apoio da carga e a aba lateral. A chapa deverá ser planificada e soldada nos bordos de transição, conforme se pode observar pela análise da Figura 93.

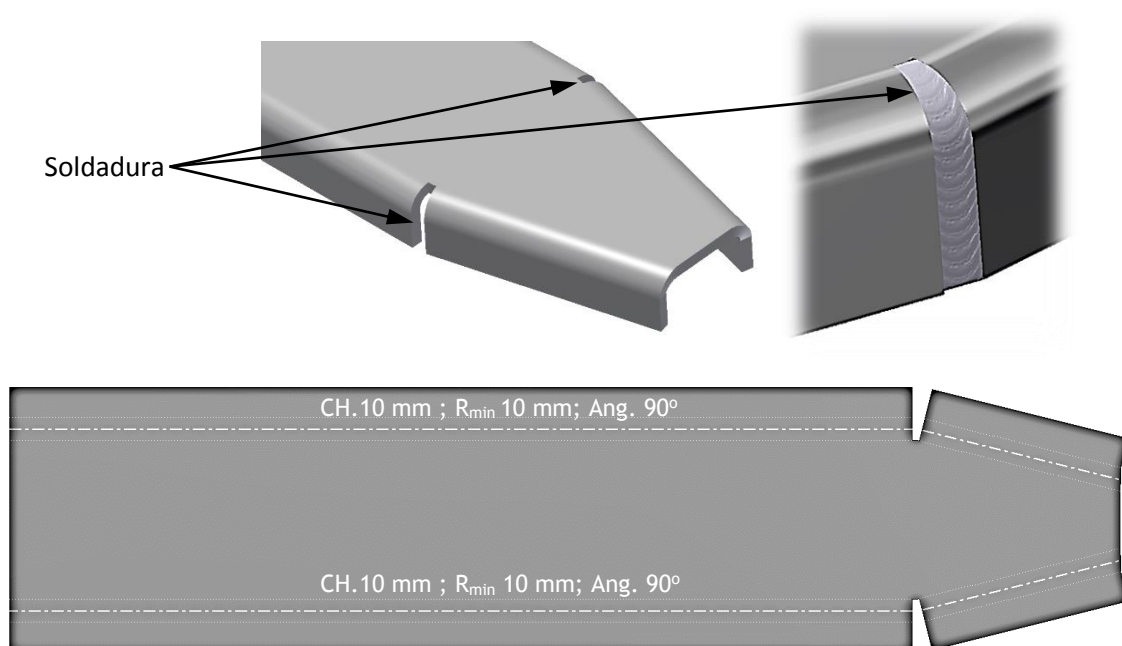


Figura 93 - (em cima): vista em perspetiva da extremidade dos garfos móveis do *Stacker* e pormenor de soldadura; (em baixo): vista planificada da chapa da estrutura do garfo.

O aço *Raex®400* pode ser moldado a frio até à espessura de 20 mm, isto é, deve ser no mínimo +20°C e no máximo de +200°C. Como o raio de dobragem é, no mínimo, igual à espessura da chapa (10 mm), fica garantido o não surgimento de fendas nas zonas de dobragem.

Importa, ainda, referir que de acordo com a “Diretiva Máquinas” na forma do DL n.º103/2008 de 24 de junho, os componentes críticos de uma máquina devem ser construídos em material devidamente certificado, pelo que é possível pedir ao fornecedor do material um relatório de Ensaio 2.2 ou Certificado de Inspeção de acordo com a *EN 10204* para aços *Raex*.

## 6.7 Correntes e acessórios de fixação

As correntes usadas no acionamento da elevação desmultiplicam o esforço e duplicam a velocidade de elevação em comparação com a velocidade do êmbolo do cilindro hidráulico.

A força na corrente vale metade do valor da força no cilindro hidráulico, e a velocidade de elevação (igual à velocidade de progressão da corrente) tem valor duplo do da velocidade do êmbolo do cilindro.

Analisemos, de seguida, as correntes do cilindro hidráulico central, conforme se representa na Figura 94. (Consultar Anexo III).

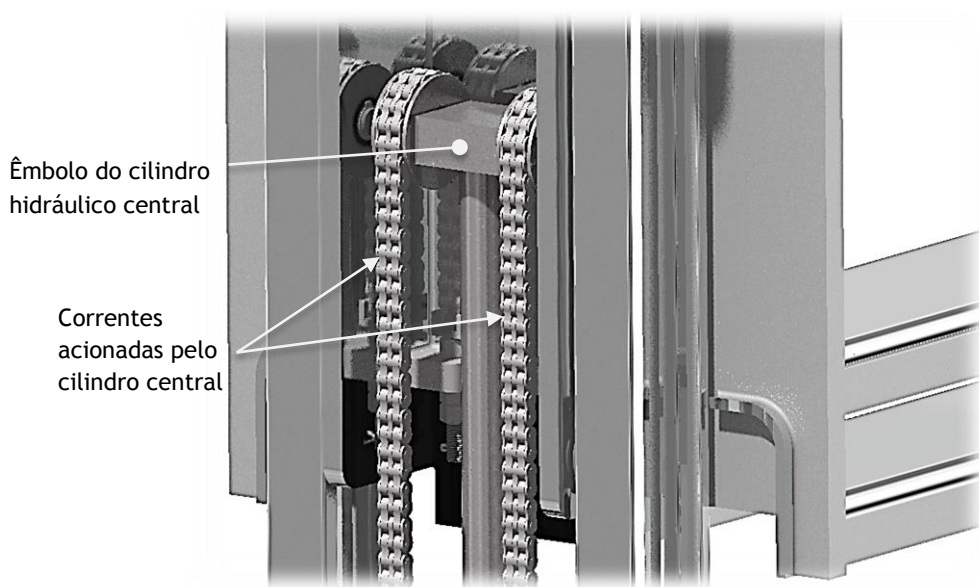


Figura 94 - Vista geral: Êmbolo do cilindro hidráulico central e respetivas correntes de elevação.

Neste acionamento, o esforço em cada uma das duas correntes é igual a metade do valor da carga máxima que se pretende elevar, acrescido do peso próprio do porta-garfos, conforme já verificado anteriormente. Assim, da Tabela 13, retiramos os dados para principiar os cálculos de dimensionamento das correntes.

O valor deste esforço de tração em cada corrente acionada pelo cilindro central é, portanto:

$$F_{cor3} = 17168 \text{ N}$$

O esforço exercido no êmbolo do cilindro hidráulico central será quatro vezes superior ao esforço na corrente, uma vez que o êmbolo aciona duas correntes, cada uma com dois tramos paralelos entre si, conforme se verifica pela análise da Figura 95.

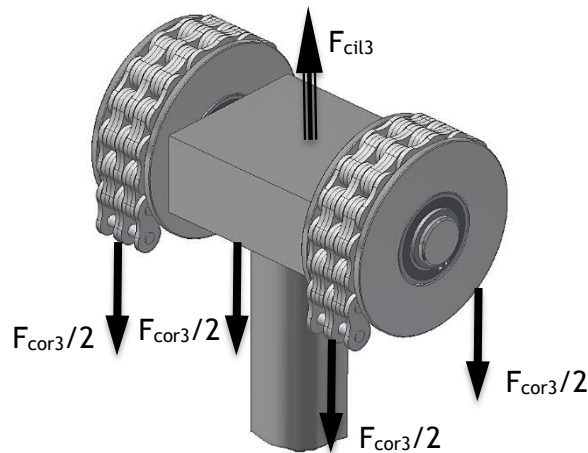


Figura 95 - Cilindro hidráulico central e roldanas com correntes: Ações nos componentes.

Também, é já conhecida a força exercida pelo cilindro central (Tabela 13):

$$F_{cil3} = 34335 \text{ N}$$

No que respeita a velocidades, podemos constatar que a velocidade de elevação será a velocidade de progressão da corrente, a qual, por sua vez, apresenta valor duplo do da velocidade do êmbolo.

Assim:

$$v_{elev} \cong 2 \times v_{cil} \quad (37)$$

Fixando o valor prático e máximo permitido para a velocidade de elevação da carga em segurança:

$$v_{elev} \cong 0,2 \text{ m/s} ,$$

teremos para velocidade do êmbolo do cilindro central, terá de apresentar a seguinte velocidade para o êmbolo:

$$v_{cil} \cong \frac{v_{elev}}{2} \cong 0,1 \text{ m/s}$$

No dimensionamento das correntes, optou-se pela versão *LEAF/FLT/CHAIN* do fabricante *Renold*, [46], versão adequada ao tipo de aplicação prática dos sistemas de elevação deste tipo de veículos industriais.

A referência da corrente escolhida é *LH1046*, caracterizada por pratos alternados na sequência 4x6, com um passo de 5/8" (15,875 mm) entre pinos de ligação, com 5,95 mm de diâmetro de cada pino. A espessura de cada prato é 2,46 mm. Ver Figura 96.

A resistência mínima desta corrente é 78000 N, pelo que o coeficiente de segurança neste dimensionamento atinge o valor:

$$c.s._{cor3} = \frac{78000}{8584} \cong 9,09$$

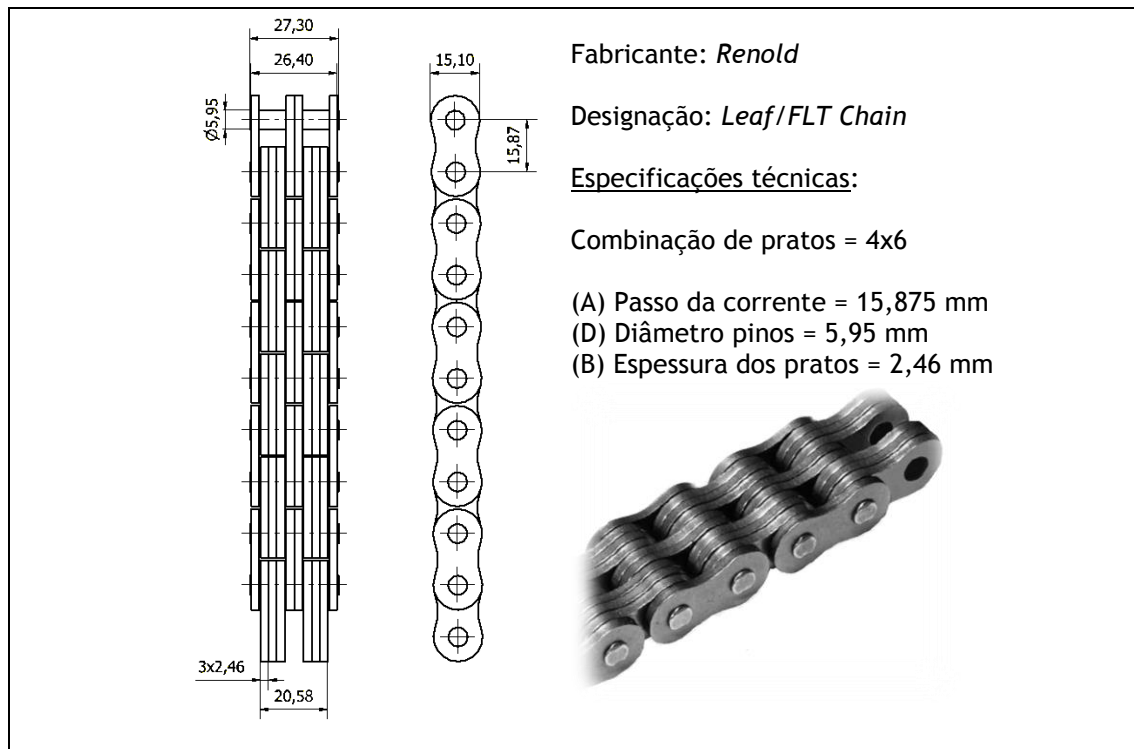


Figura 96 - Tabela de correntes *LEAF/FLT/CHAIN* da *RENOLD*, [46].



Analisemos, as correntes acionadas pelos cilindros hidráulicos laterais (ver Figura 97).

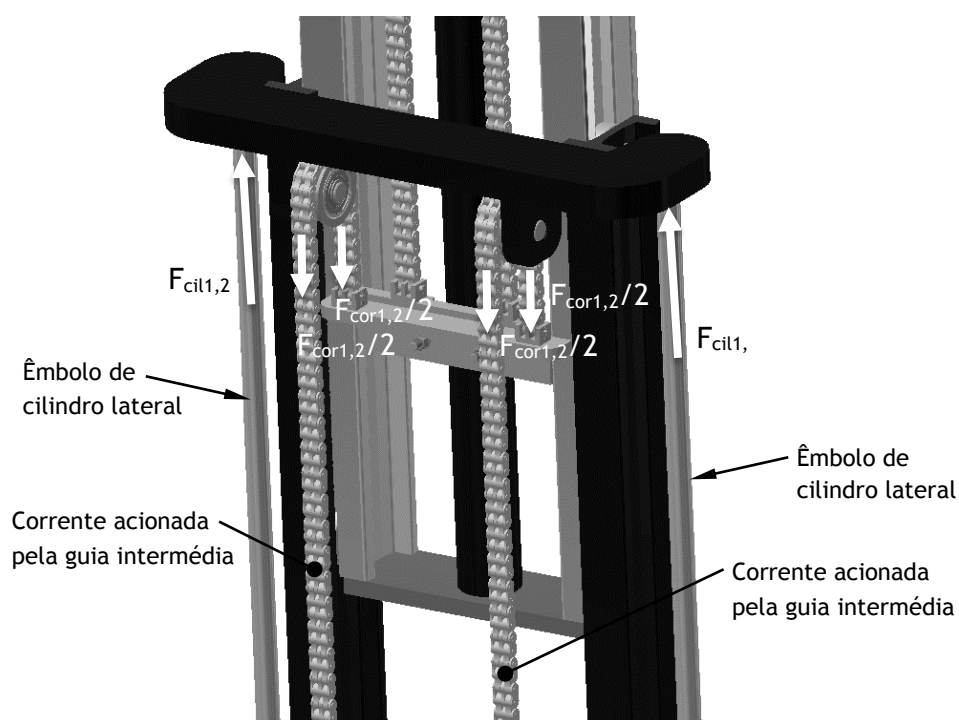


Figura 97 - Vista geral: Êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais e correntes de elevação.

As correntes usadas neste acionamento, desmultiplicam os esforços exercidos pelos cilindros hidráulicos laterais contra a platibanda superior das guias intermédias, conforme se explica na Figura 98.

As forças nas correntes têm valor igual a metade do valor das forças nos cilindros hidráulicos laterais.

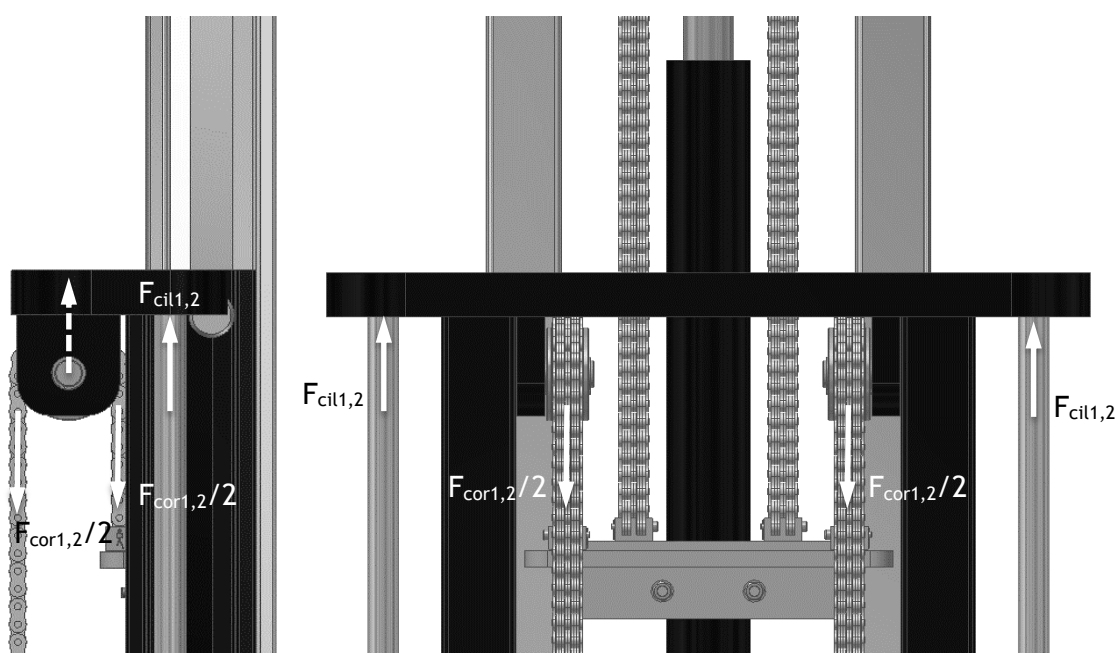


Figura 98 - Estrutura com correntes e êmbolo dos cilindros hidráulicos laterais: (à esquerda) Vista lateral; (à direita) Vista principal.

As mesmas correntes duplicam a velocidade de elevação, em comparação com a velocidade dos êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais (igual à velocidade das guias intermédias), conforme se mostra na Figura 99.

A velocidade das guias (igual à velocidade de progressão da corrente) tem valor duplo do das velocidades dos êmbolos dos cilindros.

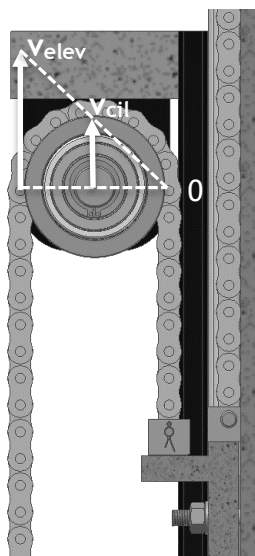


Figura 99 - Diagrama de velocidades das roldanas das guias intermédias, acionadas pelos cilindros hidráulicos laterais.

Neste acionamento, o esforço em cada uma das duas correntes é igual a metade do valor da carga máxima que se pretende elevar, acrescido dos pesos próprios do carro portagarfos e das guias interiores (conforme já verificado anteriormente - ver Tabela 13). O valor deste esforço de tração em cada corrente é:

$$\frac{F_{cor1,2}}{2} = \frac{17985}{2} = 8993 \text{ N}$$

O valor deste esforço de tração no conjunto das duas correntes é:

$$F_{cor1,2} = 17985 \text{ N}$$

O esforço exercido em cada um dos êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais será duas vezes superior ao esforço na corrente, uma vez que os dois êmbolos acionam duas correntes, cada uma com dois tramos paralelos entre si. Fica assim demonstrado que:

$$F_{cil1,2} = F_{cor1,2} = 17985 \text{ N}$$

A velocidade das guias intermédias de elevação será a velocidade de progressão da corrente, a qual por sua vez apresenta valor duplo do da velocidade do êmbolo, pelo que podemos escrever,

$$v_{elev} \cong 2 \times v_{cil}$$

Fixando o valor prático e confirmado para a velocidade de elevação:

$$v_{\text{elev}} \cong 0,2 \text{ m/s}$$

teremos para velocidade dos êmbolos dos cilindros laterais, cujo valor é:

$$v_{\text{cil}} \cong \frac{v_{\text{elev}}}{2} \cong 0,1 \text{ m/s}$$

As correntes escolhidas neste guiamento são iguais às anteriormente selecionadas para o guiamento do carro porta-garfos e o coeficiente de segurança será, para este caso:

$$C.S._{\text{cor}} = \frac{78000}{8993} \cong 8,67.$$

De notar que, a escolha da corrente, teve por critério a utilização de um número de pratos adequado. Quanto maior o número de pratos maior será a capacidade de elevação.

As combinações de pratos ímpar apresentam maior resistência ao desgaste, enquanto as combinações de pratos par apresentam maior resistência a golpes.

Uma vez que não existirão partes em contato com as correntes que produzam golpes, mas apenas desgaste, a combinação escolhida é ímpar e de 4x6.

De seguida, passaremos a descrever como foram calculados os comprimentos das correntes para as situações previstas neste projeto.

O cálculo do valor do comprimento das correntes deve ser exato a fim de se garantirem as alturas estabelecidas para a elevação.

A elevação deve realizar-se em duas fases:

## Fase 1

Atuação do cilindro hidráulico 3 (cilindro central) com o curso máximo estabelecido em 581 mm (valor máximo de  $L_3$ ). O valor deste curso deverá duplicar o valor da primeira fase de elevação, isto é,  $h_3 = 1162 \text{ mm}$ .

Prevendo a velocidade de elevação de 0,2 m/s, espera-se alcançar o final desta Fase 1 no tempo de 5,81 s.

Esta situação proporciona a não expansão do mastro central até ser atingido o curso máximo referido, elevando apenas o carro porta-garfos. Isto permite ao operador do *Stacker* passar em portas baixas, transportando cargas ao nível do seu campo de visão (1162 mm).

## Fase 2

Atuação em simultâneo dos dois cilindros hidráulicos 1 e 2 (cilindros laterais) com o curso máximo estabelecido em 1169 mm (valor máximo de  $L_{1,2}$ ). Este valor de curso máximo dos cilindros laterais deverá proporcionar um valor duplo para a segunda fase de elevação, isto é,  $h_{1,2} = 2338 \text{ mm}$ .

A duração da Fase 2 será de 11,69 s (aproximadamente o dobro do tempo despendido na Fase 1).

A elevação total ficará garantida por:

$$h = h_3 + h_{1,2} \quad (38)$$

ou seja:

$$h = 1162 + 2338 = 3500 \text{ mm} = 3,5 \text{ m}$$

Analisemos em primeiro lugar as correntes acionadas pelo cilindro hidráulico central e designemos o seu comprimento por  $L_{cor3}$ .

As figuras seguintes referem as duas posições limite do curso do cilindro hidráulico central 3.

- Figura 100, êmbolo recolhido ( $L_3=0$ ), carro porta-garfos no solo ( $h_3=0$ ).
- Figura 101, êmbolo na máxima extensão ( $L_3=581 \text{ mm}$ ), carro porta-garfos à cota  $h_3 = 1162 \text{ mm}$ .

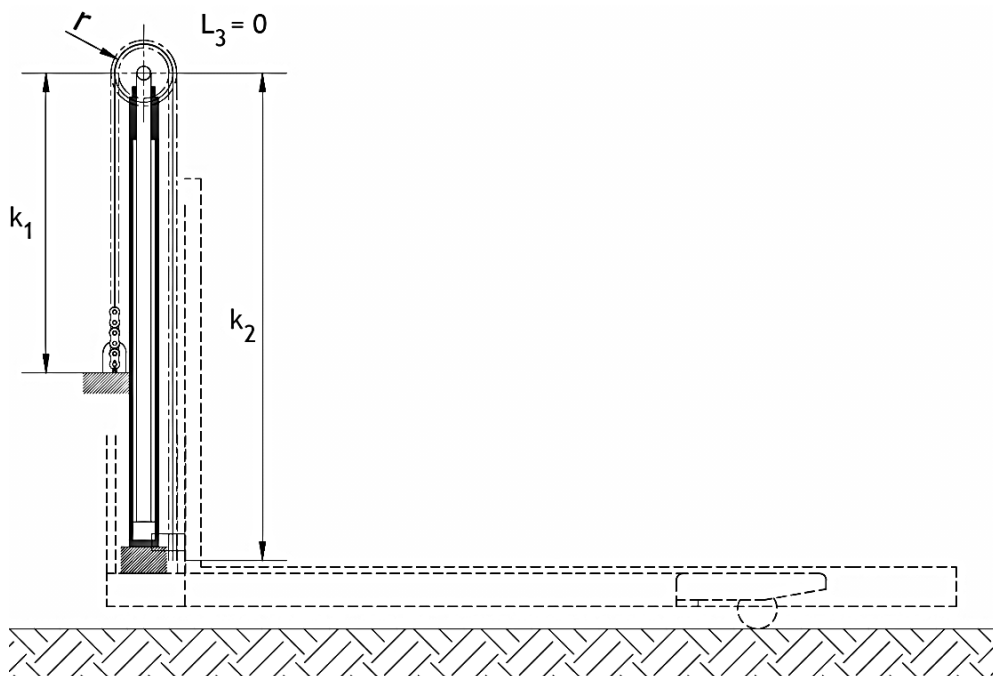


Figura 100 - Êmbolo recolhido ( $L_3=0$ ), carro porta-garfos no solo ( $h_3=0$ ).

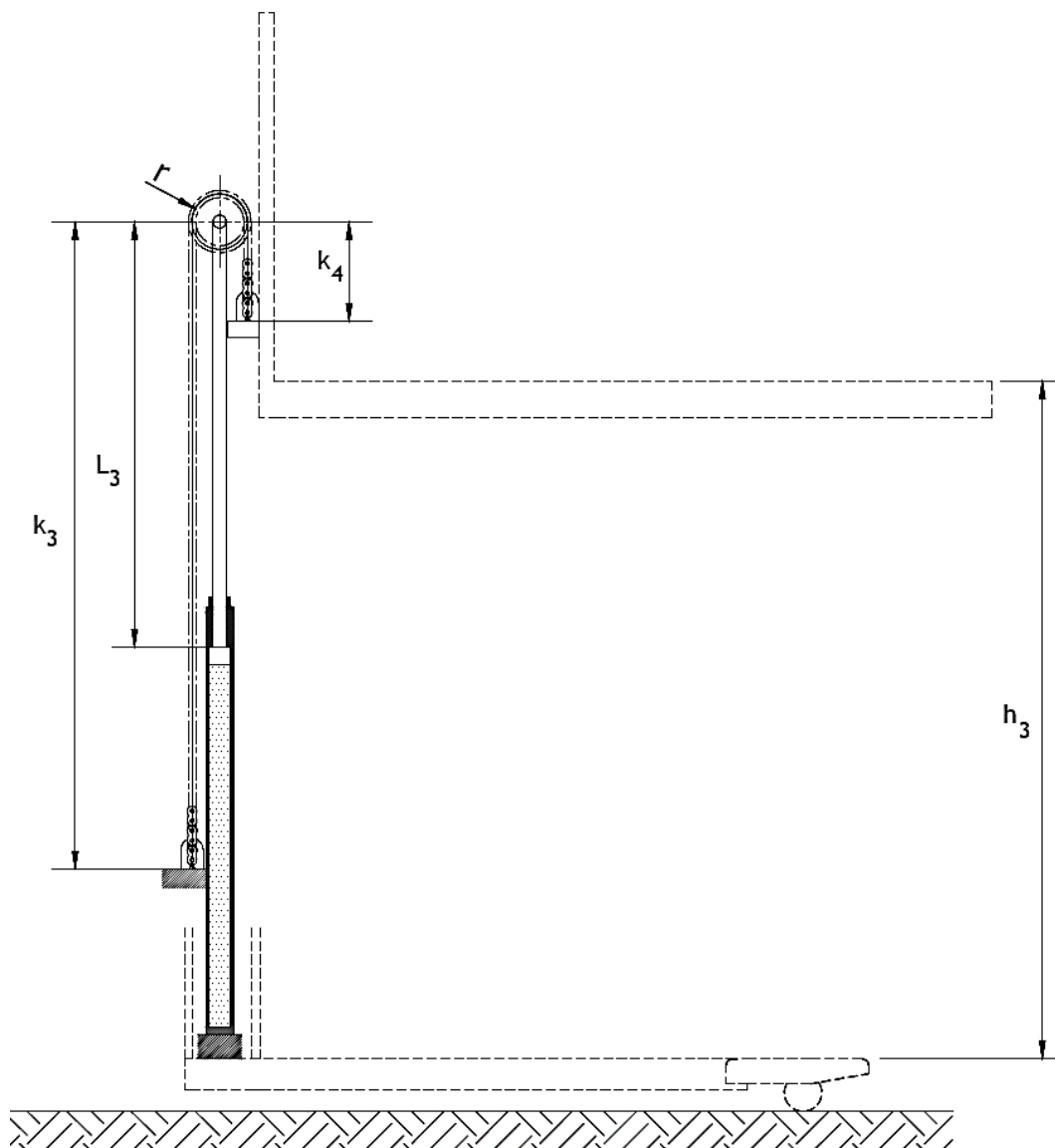


Figura 101 - Êmbolo ao curso máximo ( $L_3=581$  mm), carro porta-garfos no fim da primeira fase ( $h_3=1162$  mm).

Pela Figura 100, o comprimento da corrente deverá ser:

$$L_{cor3} = k_1 + \pi \times r + k_2 . \quad (39)$$

Na Figura 101, o comprimento da corrente deverá ser:

$$L_{cor3} = k_3 + \pi \times r + k_4 . \quad (40)$$

Pela Teoria da Dependência do Movimento, é evidente que:

$$k_1 + k_2 = k_3 + k_4 \quad (41)$$

Por outro lado, a relação entre as grandezas do curso do cilindro hidráulico central e da altura de elevação é:

$$h_3 = 2 \times L_3, \quad (42)$$

ou seja, no fim da primeira fase de elevação resulta (Figura 101):

$$h_3 = 2 \times 581 = 1162 \text{ mm}.$$

Uma análise atenta do conjunto das Figuras 100 e 101, permite concluir que o curso do cilindro hidráulico central pode ser calculado por:

$$L_3 = k_2 - k_4 = k_3 - k_1 = 581 \text{ mm} \quad (43)$$

As quatro incógnitas das duas equações independentes assinaladas em (41) e em (43) não poderão ter uma resolução teórica matemática, mas podem ter uma resolução prática, justificada por questões de atravancamento e de implantação.

Fixando o valor de duas das incógnitas, podem determinar-se as outras duas e, também, o comprimento da corrente correspondente.

As distâncias mais lógicas para serem arbitradas são  $k_1$  e  $k_4$ , que definem a posição das extremidades da corrente.

Fixando, assim:

$$k_1 = 456 \text{ mm e } k_4 = 160 \text{ mm}$$

obtem-se sucessivamente:

$$k_3 = 456 + 581 = 1037 \text{ mm e } k_2 = 160 + 581 = 741 \text{ mm}$$

As roldanas destas correntes têm um diâmetro primitivo de 88 mm, logo  $r = 44 \text{ mm}$ . Finalmente, o comprimento estimado de cada uma destas correntes obtém-se por:

$$L_{\text{cor}3} = 456 + \pi \times 44 + 741 \cong 1335 \text{ mm}$$

Este comprimento  $L_{\text{cor}3}$ , em correntes de 5/8" de passo, corresponde a um número inteiro de passos:

$$L_{\text{cor}3}(\text{passos}) = \frac{1335}{15,875} \cong 84$$

As correntes apresentam tendência para sofrer alguma distensão durante a utilização do equipamento sendo, portanto, fundamental salvaguardar a possibilidade de ajustes ou apertos, para que estas se encontrem sempre em tensão.

As afinações práticas do comprimento da corrente e do seu estado de tensão serão realizadas mediante esticadores apropriados.

O fabricante das correntes *Renold* [46] alerta para a tendência de desgaste das correntes, principalmente na sua periferia, isto é, na zona de contacto entre a roldana e a corrente.

O curso de afinação para aqueles esticadores e para correntes de 5/8" de passo, deve ser fixado em 3% (30mm por metro) do valor do comprimento da corrente, conforme indicado pelo fabricante, ou seja:

$$\Delta L_{\text{cor3}} = 0,03 \times 1335 \cong 40 \text{ mm}.$$

Analisemos, agora, as correntes acionadas no movimento induzido pelos cilindros hidráulicos laterais na platibanda das guias intermédias, e designemos o seu comprimento por  $L_{\text{cor1,2}}$ .

As Figuras 102 e 103 referem as duas posições limite do curso dos cilindros hidráulicos laterais 1 e 2.

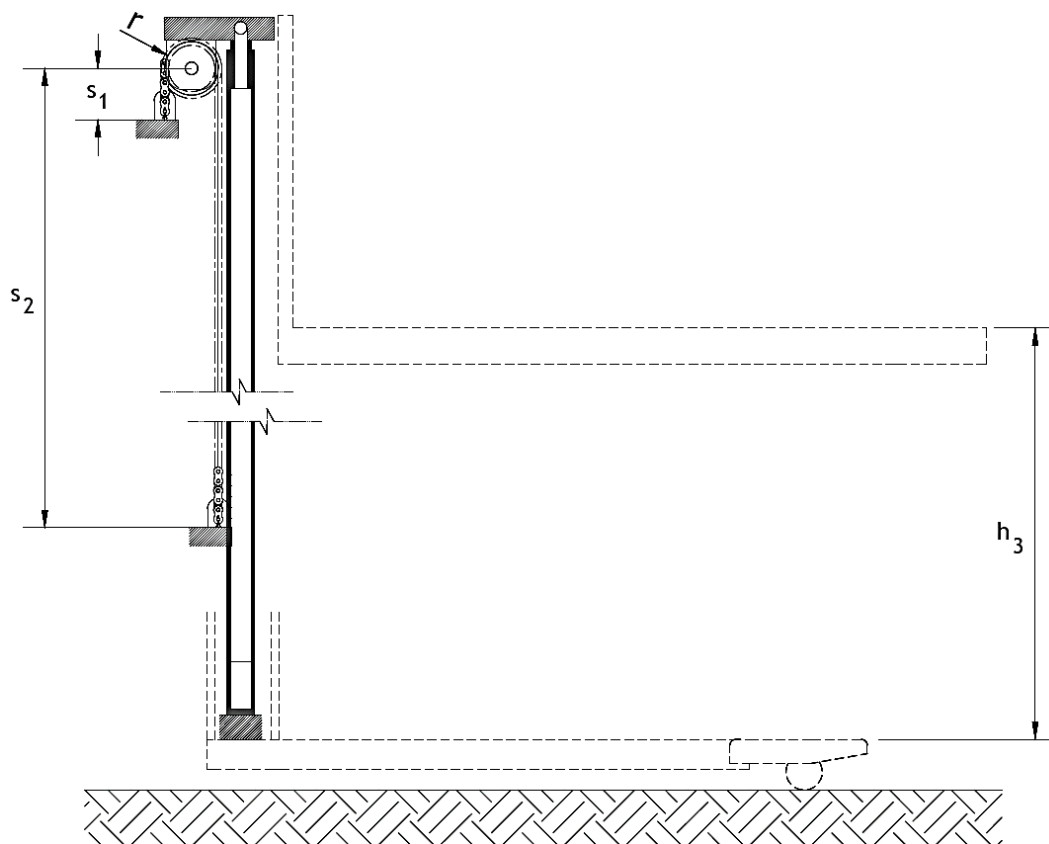


Figura 102 - Êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais em curso nulo ( $L_{1,2}=0$ ) e carro porta-garfos no fim da primeira fase ( $h_3=1162 \text{ mm}$ ).

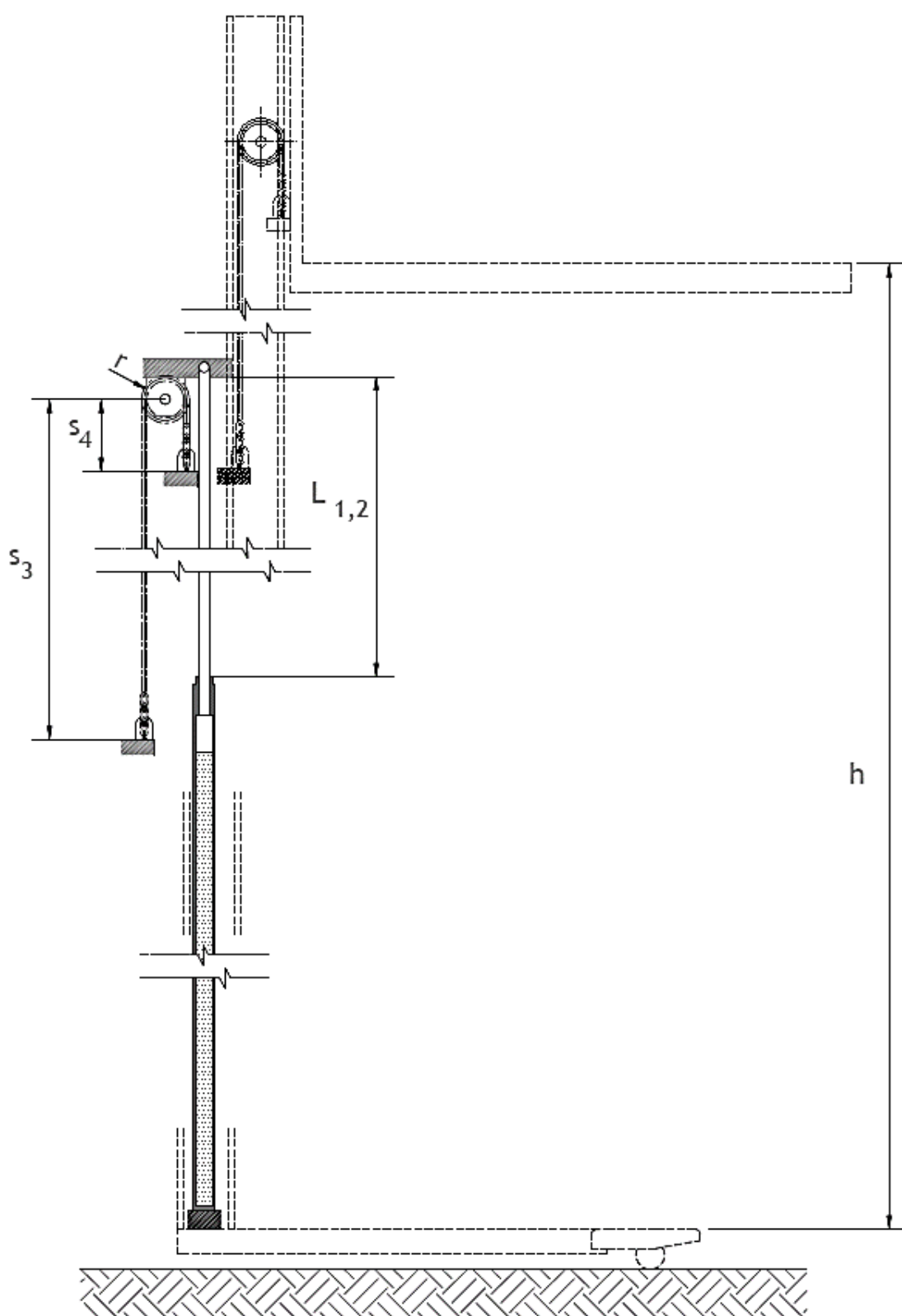


Figura 103 - Êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais em curso máximo ( $L_{1,2}=1169$  mm), carro porta-garfos no fim da segunda fase ( $h=3500$  mm).



A posição recolhida dos êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais ( $L_{1,2}=0$ ) corresponde à posição também recolhida das guias intermédias ( $h_{1,2}=0$ ).

Conforme a Figura 102, o comprimento das correntes de acionamento das guias interiores é calculado pela seguinte equação:

$$L_{cor1,2} = s_1 + \pi \times r + s_2 \quad (44)$$

Conforme a Figura 103, o comprimento da corrente calcula-se por:

$$L_{cor1,2} = s_3 + \pi \times r + s_4 \quad (45)$$

Sendo evidente que:

$$s_1 + s_2 = s_3 + s_4 \quad (46)$$

Por outro lado, a relação entre as grandezas do curso dos cilindros hidráulicos laterais 1 e 2 ( $L_{1,2}$ ) e a altura de elevação correspondente ( $h_{1,2}$ ) é dada por,

$$h_{1,2} = 2 \times L_{1,2} \quad (47)$$

ou seja, no fim da segunda fase de elevação (Figura 103):

$$h_{1,2} = 2 \times 1169 = 2338 \text{ mm}$$

A este valor ( $h_{1,2}$ ) deverá ser adicionado o valor da elevação da primeira fase ( $h_3$ ), para se obter o valor  $h=3500$  mm correspondente à cota útil de elevação máxima.

Para o curso dos cilindros hidráulicos laterais, verificam-se as seguintes relações geométricas:

$$L_{1,2} = s_2 - s_4 = s_3 - s_1 = 1169 \text{ mm} \quad (48)$$

As quatro incógnitas das duas equações independentes assinaladas em (46) e em (48) não poderão ter uma resolução teórica matemática, mas podem ter uma resolução prática justificada por questões de atravancamento e de implantação.

Deste modo, fixou-se o valor de duas das incógnitas tendo-se procedido à determinação das restantes incógnitas de posição bem como o correspondente comprimento da corrente.

As distâncias mais lógicas a serem arbitradas são  $s_1$  e  $s_4$  que definem a posição das zonas de fixação da corrente.

Assim, fixando  $s_1 = 97$  mm e  $s_4 = 151$  mm obtém-se sucessivamente:

$$s_3 = 97 + 1169 = 1266 \text{ mm} \quad \text{e} \quad s_2 = 151 + 1169 = 1320 \text{ mm}$$

As roldanas onde trabalham estas correntes têm um diâmetro primitivo de 88 mm, logo  $r = 44$  mm. Finalmente, o comprimento estimado de cada uma destas correntes, obtém-se por:

$$L_{cor1,2} = 97 + \pi \times 44 + 1320 \cong 1555 \text{ mm}$$

Este comprimento  $L_{cor1,2}$  para as correntes selecionadas, corresponde ao seguinte número inteiro de passos:

$$L_{cor1,2}(\text{passos}) = \frac{1555}{15,875} \cong 98$$

Conforme já referido, anteriormente, a tensão nas correntes é garantida mediante esticadores apropriados. O curso de afinação para estes esticadores e para as correntes (5/8" de passo), deve ser fixado em 3 % do valor do comprimento da corrente, ou seja:

$$\Delta L_{1,2} = 0,03 \times 1555 \cong 47 \text{ mm}$$

Os esticadores para a corrente (*Leaf/FLT Chain 4x6*) da *Renold* são do tipo apresentado na Figura 104, e devem ser encomendados em conjunto com a corrente, especificando-se as cotas L1 e L2 tidas como convenientes.

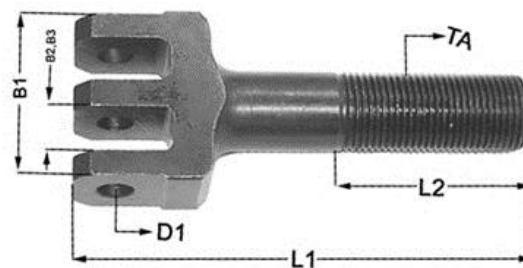


Figura 104 - Foto de Esticador de corrente, [46].

Na Figura 105 pode ver-se a aplicação adotada para estes esticadores, usando-se porca dupla anti desaperto e golpilha de segurança contra auto desmontagem.

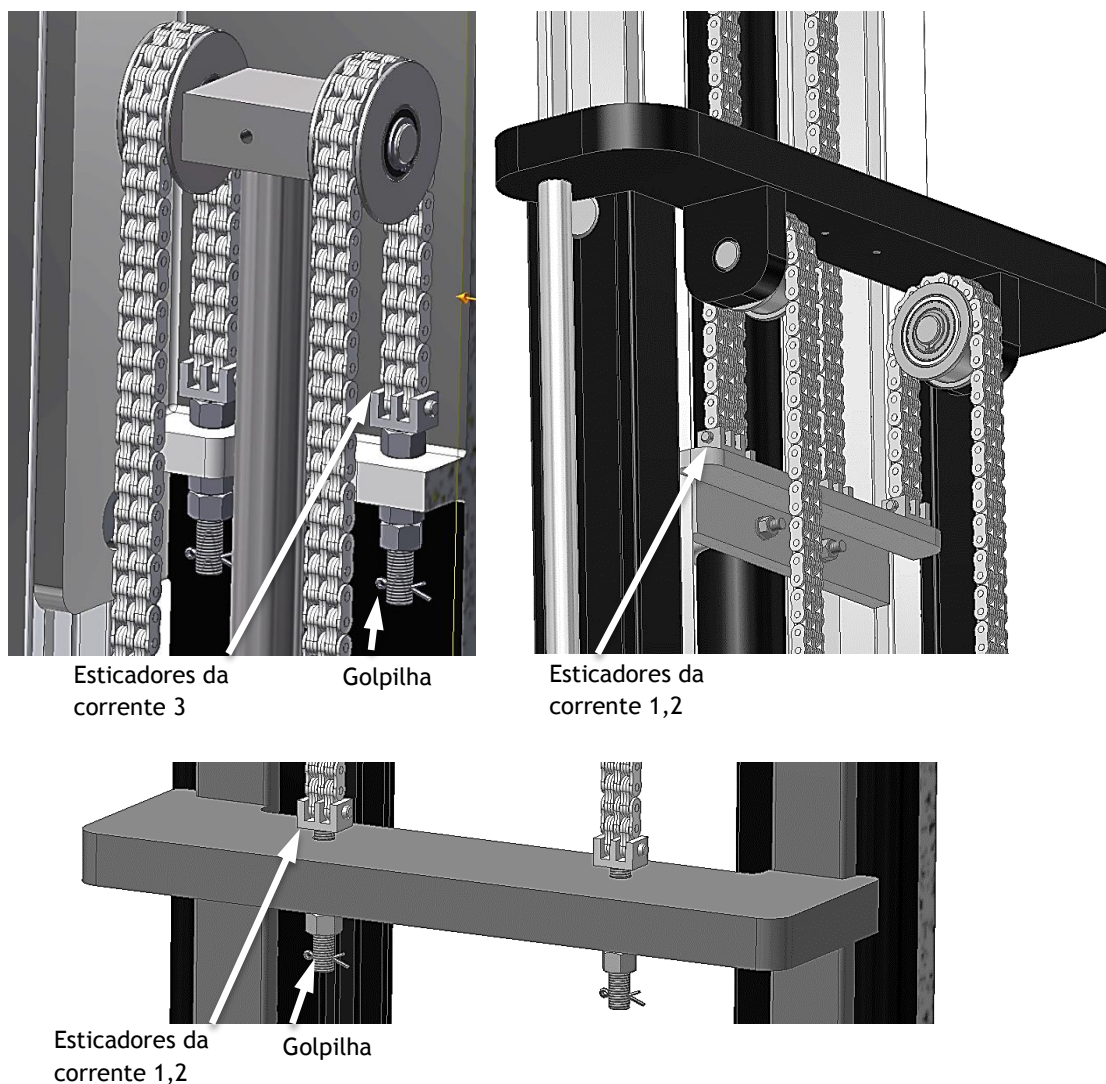


Figura 105 - Aplicações de esticadores de correntes.

## 6.8 Barra de direção, roda de tração, *chassis* e acessórios

Para o desenvolvimento do conjunto do sistema de direção, apresentado na Figura 106, foram consultados diferentes fabricantes da especialidade e os respectivos catálogos de produtos. Todavia, houve necessidade de projetar alguns componentes e respectivos acessórios de ligação, devidamente adaptados às condições de serviço e utilização impostas para este projeto.

Ao longo deste texto, encontra-se apenas o dimensionamento da roda motriz e da mola elástica, por se tratar de um órgão e uma peça respectivamente, de extrema relevância no desempenho operatório do *Stacker*. Os restantes componentes, apesar de serem, naturalmente, importantes, requerem cálculos mais simples e diretos, razão pela qual se apresentam apenas as soluções finais sob a forma de Desenhos Técnicos (ver ANEXO VI).

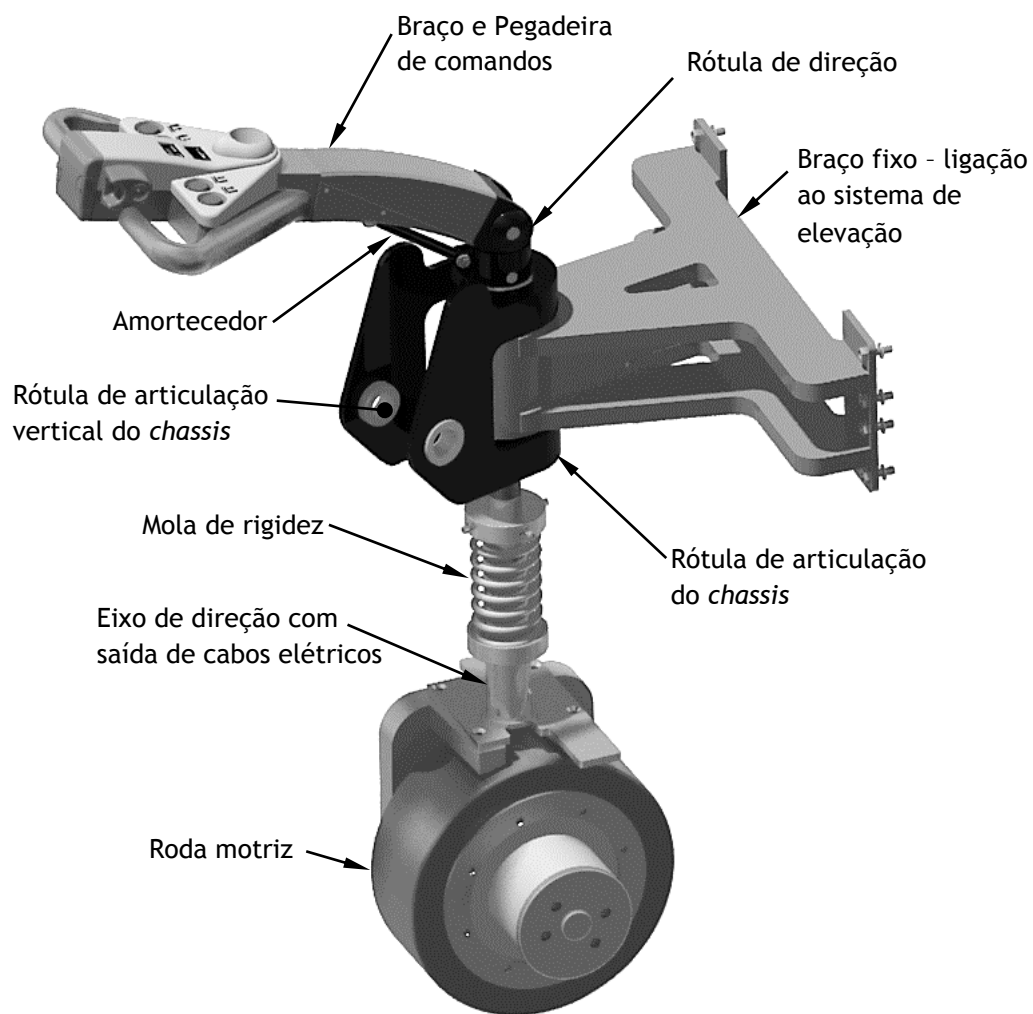


Figura 106 - Conjunto sistema de direção.

#### I. Dimensionamento e seleção da roda motriz (de tração)

Foi escolhida uma roda de tração no catálogo do fabricante italiano *Metalrota S.r.l.*, [47], Ref.: *MR260/350 - Motor D.191 mm - 3000 W, 24 V, 2000 rpm., serie 4 morsetti (series wound 4 terminals)*, conforme a Figura 107. (ver ANEXO V e VI).



Figura 107 - Roda motriz, MR260/350 [47].

A roda motriz apresenta revestimento em Poliuretano com dureza de *90 Shore* (natureza semelhante ao *Vulcollan®* usado nos rodízios dos garfos da base de apoio). Para este material o coeficiente de atrito estático mínimo é igual a 0,30 ( $\mu_s$ ) e o coeficiente de atrito dinâmico é de 0,42 ( $\mu_c$ ).

O valor máximo da reação no solo da roda de tração em plena carga é igual à reação  $R_A$  (Tabela 13) acrescida do peso próprio da roda de tração e dos elementos do conjunto do sistema de direção ( $P_{PRT}$ ). Assim, vem:

$$N_{\text{solo}} = R_A + P_{PRT} . \quad (49)$$

Da tabela do fabricante, sabemos que o conjunto da roda de tração pesa 123 kg, tendo ainda em atenção o peso próprio do braço de direção e acessórios, admitimos um peso próprio total estimado de 150 kgf. Substituindo na equação (49) os valores agora considerados, resulta:

$$N_{\text{solo}} = 5550 + 1471,5 = 7021,5 \text{ N} .$$

O esforço mínimo tangencial necessário para o arranque sob carga e na condição de atrito mínimo é dado pela seguinte equação:

$$F_t = \mu_s \times N_{\text{solo}} . \quad (50)$$

Logo, a força tangencial é:  $F_t = 0,3 \times 7021,5 = 2106,5 \text{ N}$

Sabendo que o diâmetro da roda motriz é normalizado e de valor igual a 350 mm, podemos determinar o seu raio ( $R_{\text{Roda}}$ ) e binário ( $M_t$ ) necessários para principiar o arranque do *Stacker* a partir do estado totalmente imobilizado. Logo,

$$R_{\text{Roda}} = \frac{350}{2} = 175 \text{ mm} = 0,175 \text{ m} .$$

O binário é dado pela seguinte equação:

$$M_t = F_t \times R_{\text{Roda}} , \quad (51)$$

cujo resultado é:

$$M_t = 2106,5 \times 0,175 = 368,6 \text{ N.m}$$

Escolhida a roda motriz *MR260/350 - Motor D.191 mm*, cujo binário máximo ( $M_{t\text{máx}}$ ) indicado no catálogo do fabricante é de 430 N.m, podemos determinar a força tangencial máxima admitida por esta roda. Logo,

$$F_{t\text{máx}} = \frac{M_{t\text{máx}}}{R_{\text{Roda}}} . \quad (52)$$

A solução escolhida garante:

$$F_{t\text{máx}} = \frac{430}{0,175} = 2457 \text{ N} ,$$

cujo coeficiente de atrito estático representa na realidade o valor:

$$\mu_s = \frac{F_{t\text{máx}}}{N_{\text{Solo}}} \quad (53)$$

$$\mu_s = \frac{2457}{7021,5} = 0,35$$

Pelo exposto, se conclui que o coeficiente de atrito estático satisfaz a premissa imposta.

O freio de travagem, o motor de tração e as correspondentes cablagens elétricas para o respetivo acionamento da roda motriz, fazem parte integrante do sistema de tração. Estes elementos podem ser encontrados no mesmo catálogo do fabricante.

O braço de tração encontra-se solidário com a estrutura do sistema de elevação da carga, o que permite o controlo permanente do operador sobre a carga.

Paralelamente à roda de tração, projetamos um braço de direção com um sistema de absorção e transmissão de energia promovida por uma mola helicoidal guiada entre pratos por tubos deslizantes. Este sistema prevê o contato permanente entre a roda de tração e o pavimento, mesmo que este apresente significativas irregularidades, permitindo ao operador melhorias significativas na condução. Assim, espera-se ultrapassar declives ou obstáculos no piso até 30 mm acima ou abaixo da cota de nível do pavimento - ver Figura 108.

Na ligação entre os dois eixos tubulares de direção deverá existir massa lubrificante. Para mais informações, recomendamos a consulta dos Desenhos Técnicos no ANEXO VI.

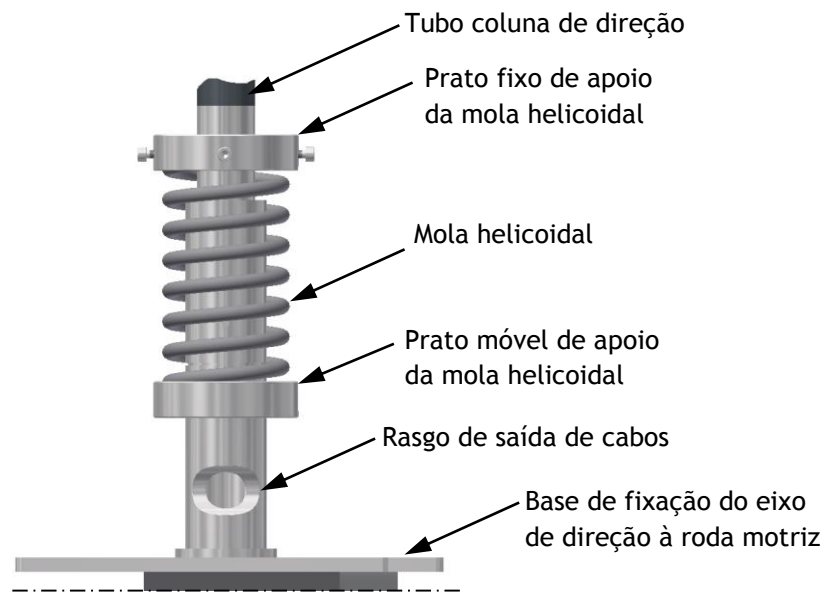


Figura 108 - Braço de direção com absorvedor de energia.

## II. Dimensionamento da mola helicoidal

Para a mola da coluna de direção foi escolhida uma mola helicoidal que possa garantir as seguintes características:

- Material: aço duro tipo *Boehler CSF* de tensão elástica mínima  $\sigma_e = 120 \text{ kgf/mm}^2$  no estado temperado;
- Força máxima correspondente ao valor da força de reação na roda de tração,  $R_A = 5550 \text{ N}$ ;
- Absorção de deformações axiais da ordem dos 30 a 40 mm ( $\delta$ );
- Diâmetro médio de enrolamento 78 mm, por razões de implantação em desenho;
- Altura da mola 175 mm, também por razões de implantação em desenho.

Com estas premissas, iniciámos o dimensionamento da mola, começando por fixar o valor da sua constante elástica ( $K_{\text{mola}}$ ):

$$K_{\text{mola}} = \frac{\text{Força}}{\text{Deformação}} = \frac{R_A}{\delta} . \quad (54)$$

Por substituição dos valores conhecidos vem,

$$K_{\text{mola}} = \frac{5550}{40} = 138,75 \text{ N/mm}$$

Impondo um valor prático para índice da mola ( $i_{mola}$ ) próximo do valor 6, usamos para valor do diâmetro do arame ( $d_a$ ) o valor 15 mm. Com o diâmetro de enrolamento ( $d_m$ ) igual a 78 mm, obtém-se:

$$i_{mola} = \frac{d_m}{d_a} \quad (55)$$

Logo, vem:

$$i_{mola} = \frac{78}{15} = 5,2$$

A máxima tensão de trabalho ( $\tau_{m\acute{a}x}$ ), [48], na mola helicoidal é uma tensão combinada de corte e de torção calculável por:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{8 \cdot R_A \cdot d_m}{\pi \cdot d_a^3} \times C_W \quad (56)$$

em que  $C_W$  é a constante fator de *Wahl* determinada por:

$$C_W = \frac{4 \times i_{mola} - 1}{4 \times i_{mola} - 4} + \frac{0,615}{i_{mola}} \quad (57)$$

O valor da constante é:

$$C_W = \frac{4 \times 5,2 - 1}{4 \times 5,2 - 4} + \frac{0,615}{5,2} = 1,29684$$

e o cálculo da tensão máxima fornece o valor:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{8 \times 5550 \times 78}{\pi \times 15^3} \times 1,29684 = 423,585 \text{ N/mm}^2 \cong 423,6 \text{ MPa}$$

Para o aço escolhido para a mola, podemos considerar o valor da tensão tangencial elástica ( $\tau_e$ ):

$$\tau_e = \frac{1}{\sqrt{3}} \times \sigma_e = 0,577 \times \sigma_e \quad (58)$$

Assim:

$$\tau_e = 0,577 \times 120 = 69,24 \text{ kgf/mm}^2 = 679,24 \text{ MPa}$$

Este valor proporciona um coeficiente de segurança por cálculo de resistência quanto a tensões tangenciais, determinável por:

$$cs = \frac{\tau_e}{\tau_{m\acute{a}x}} = \frac{679,24}{423,6} = 1,60$$

O valor de coeficiente de segurança resulta bastante aceitável.



Em termos de deformação, começamos por determinar o número necessário de espiras ativas para a mola ( $n_{\text{esp}}$ ) usando:

$$K_{\text{mola}} = \frac{G_{\text{aço}} \cdot d_a^4}{8 \cdot d_m^3 \cdot n_{\text{esp}}} = \frac{G_{\text{aço}} \cdot d_a}{8 \cdot i_{\text{mola}}^3 \cdot n_{\text{esp}}} \quad (59)$$

Nesta expressão,  $G_{\text{aço}}$  representa o módulo de elasticidade transversal, considerado como 2/5 do valor do módulo de *Young* para os aços ( $E_{\text{aço}} = 206 \text{ GPa}$ ).

Para  $G_{\text{aço}}$ , usar-se-á o valor:

$$G_{\text{aço}} = \frac{2}{5} \times E_{\text{aço}} = \frac{2}{5} \times 206 = 82,4 \text{ GPa}$$

Resolvendo a expressão (59) em ordem a  $n_{\text{esp}}$  obtemos:

$$n_{\text{esp}} = \frac{G_{\text{aço}} \cdot d_a}{8 \cdot i_{\text{mola}}^3 \cdot K_{\text{mola}}} = \frac{82,4 \times 10^3 \times 15}{8 \times 5,2^3 \times 138,75} = 7,92 \cong 8$$

Ao compararmos o valor da altura da mola bloqueada ( $h_B$ ) com o valor da altura normal imposta ( $h_{\text{mola}}$ ) e com a deformação prevista para absorção de energia ( $\delta$ ) podemos concluir que:

$$h_B = n_{\text{esp}} \cdot d_a \quad (60)$$

e

$$h_{\text{mola}} > h_B + \delta. \quad (61)$$

Substituindo os valores entretanto fixados e determinados, a resposta à equação (60) é:

$$h_B = 8 \times 15 = 120 \text{ mm},$$

enquanto que a resposta à equação (61) é:

$$175 > 120 + 40 = 160 \text{ mm}.$$

A mola não bloqueará porque é verificada a condição imposta na equação (61). A mola só poderá bloquear para o valor  $\delta_{\text{máx}}$ :

$$\delta_{\text{máx}} = h_{\text{mola}} - h_B \quad (62)$$

ou seja,

$$\delta_{\text{máx}} = 175 - 120 = 55 \text{ mm}$$

Este valor de  $\delta_{\text{máx}}$  só será atingido quando a força absorvida calculável pela equação (63) atingir o valor de 7631 N. Este valor não é atingível pela reação na roda de tração.

$$F_{\text{máx}} = K_{\text{mola}} \cdot \delta_{\text{máx}} \quad (63)$$

$$F_{\text{máx}} = 138,75 \times 55 = 7631 \text{ N}$$

Caso a força atingisse este valor, a tensão resultante seria:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{7631}{5550} \times 423,6 = 582,4 \text{ MPa}$$

De notar que, ainda assim, o valor desta tensão não excede o valor de 679,24 MPa ( $\tau_e$ ).

O material da mola escolhido é o aço 50 Cr V 4. Trata-se de uma aço cromo-vanádio de grande elasticidade, próprio para a construção de molas helicoidais sujeitas a elevados esforços [49]. Este aço pode ser fornecido em rolos até ao diâmetro de 17 mm. De seguida apresentamos a respetiva composição química (%):

C	Si	Mn	S	P	Cr	V
0.47-0.55	≤ 0.40	0.40-1.10	≤ 0.035	≤ 0.035	0.90-1.20	0.10-0.25

As características mecânicas principais indicam o valor de 1200 MPa como valor mínimo para limite de elasticidade e 1400/1700 MPa para tensão de rotura.

Esta determinação simples efetuada para a escolha da mola, não contemplou situações de concentrações de tensões nem de fadiga por atuação alternada da carga axial suportada. A validação da escolha da mola carece de ensaio prático da mesma em condições de serviço. Pelo exposto, recomenda-se para trabalho futuro uma avaliação mais aprofundada desta temática.

Relativamente à velocidade prevista para deslocamento do *Stacker*, esta é descrita na norma Norma NP EN 1726, e a capacidade de travagem na Norma ISO 6292.

A velocidade de deslocação do *Stacker* não deve ultrapassar os 9 km/h. Todavia, esta velocidade só poderá ser efetivamente confirmada após ensaios de conformidade e teste do veículo, conforme estipula o DL n.º103/2008 de 24 de Junho. Sendo, por isso, conveniente ajustar esta velocidade para as condições mínimas de salvaguarda das condições de segurança em funcionamento.

A capacidade de travagem deve ser assegurada mediante travões de aperto automático.

No caso do presente Projeto, os travões servem também de travões de estacionamento.

O sistema de frear é fornecido juntamente com a roda de tração do fabricante *Metalrota s.r.l.*, sendo que a afinação é sempre possível para os valores desejados, mediante teste prático e regulação após montagem.

A capacidade de frear é função dos modos de funcionamento e pode ser consultada no Quadro I da Norma NP EN 1726 e completada pela Norma ISO 6292.

O acionamento dos travões e a regulação variável da velocidade é realizada mediante um regulador de velocidade, a incorporar no *chassis* do *Stacker*, e pelos comandos da botoneira da pegadeira, que se encontram descritos no Capítulo 8 deste Projeto.

Os desenhos de ilustração do sistema de direção podem ser consultados no ANEXO V, e os desenhos técnicos correspondentes no ANEXO VI.

# Capítulo 7

## 7. Projeto hidráulico: Memória de cálculo, descritiva e justificativa

### 7.1 Introdução

De entre as várias formas de transmissão de energia, a óleo hidráulica é a que melhor se adequa à transmissão de força para elevação da carga no *Stacker*. Os componentes de um circuito hidráulico além de possuírem reduzidas dimensões podem ser montados em qualquer posição e à distância de maior conveniência, a um custo global otimizado.

Neste projeto, iremos aplicar os princípios da física, para buscar energia a um motor elétrico, transformá-la através de uma bomba em energia hidráulica e transportá-la aos recetores cilindros hidráulicos, devidamente regulada com as seguintes vantagens:

- Limitação de carga: As forças e binários podem ser facilmente limitados, de forma fixa ou variável para valores mais adequados. É possível proteger o circuito contra sobrecargas (válvulas limitadoras de pressão);
- Facilidade de regulação do movimento: movimentos são facilmente ajustados podendo introduzir-se variações (acelerações positivas ou negativas) através de cilindrada variável das bombas ou de válvulas direcionais;
- Grande facilidade de controlo de cargas: os efeitos provocados pela inércia de grandes massas em movimento são facilmente atenuados ou eliminados (válvulas de sustentação de carga e circuitos fechados);
- Possibilidade de variação da velocidade: a velocidade pode ser variada de valores muito baixos até velocidades muito levadas (bombas de cilindrada variável, válvulas reguladoras de fluxo);
- Facilidade de acumulação de energia: recorrendo a acumuladores, é possível armazenar energia hidráulica introduzindo um determinado volume de óleo pressurizado num recipiente, concebido de forma a restituí-lo quando necessário;

- Resistência em ambientes difíceis: as instalações hidráulicas são particularmente indicadas para ambientes de forte contaminação, poeiras, humidade, salinidade, elevadas variações de temperatura, etc., dada a estanquicidade dos seus componentes;
- Grande gama de soluções: dada a existência de grande variedade de componentes, é possível criar instalações com características diversas, de grande amplitude de potências e de formas de comando;
- Perfeita combinação com a eletricidade e a eletrotónica: a possibilidade de facilmente se combinar a óleo hidráulica com a eletricidade e a eletrónica, permite integrar equipamentos com transmissões hidráulicas em cadeias de comando programado através das mais modernas técnicas de automação e computação;
- Fiabilidade: um circuito hidráulico bem projetado e instalado, com um programa simples de manutenção, oferece grande segurança, mesmo que o equipamento seja de grande responsabilidade.

Os componentes tradicionais de um circuito hidráulico são:

- Cilindros hidráulicos (simples ou de duplo efeito);
- Bomba hidráulica;
- Motor para acionamento da bomba;
- Válvulas de comando;
- Válvulas de segurança;
- Válvulas de distribuição de fluxo;
- Válvulas de sequência operatória;
- Depósito de óleo;
- Filtros;
- Encanamentos (tubagens e ligações)

## 7.2 Esquema hidráulico

Na elaboração do esquema hidráulico deste projeto, foram considerados os seguintes pressupostos:

- Velocidade de elevação: deve ser inferior a 0,2 m/s (Norma *NP EN 1726*);
- Força exercida pelo êmbolo do cilindro hidráulico central para efeito de elevação: 3500 kgf (34335 N);
- Força exercida pelos êmbolos dos cilindros hidráulicos laterais para efeito de elevação: 1937,5 kgf (19007 N).

Sequência operatória na elevação de carga:

- 1.º Subida do cilindro hidráulico central, até ser atingido o fim de curso (581 mm);
- 2.º Subida síncrona dos cilindros hidráulicos laterais, até ser atingido o fim de curso (1169 mm);

Sequência operatória na descida de carga:

- 1.º Descida síncrona dos cilindros hidráulicos laterais, até à posição totalmente recolhida dos êmbolos;
- 2.º Descida do cilindro hidráulico central, até à posição totalmente recolhida do êmbolo;

Foi escolhido um sistema de operação combinado, isto é, o circuito hidráulico é comandável através da atuação sobre *joystick* manual e/ou sobre os botões de comando da pegadeira. O circuito hidráulico adotado cumpre a Norma *NP EN 1726*, em todos os pontos da especialidade, em particular os pontos constantes do «5.3.3 Comandos», com especial relevância e salvaguarda do ponto «5.4.3.2 Sistemas de elevação hidráulica».

De seguida, apresentamos o esquema hidráulico para funcionamento do sistema de elevação do *Stacker* (ver Figura 109).

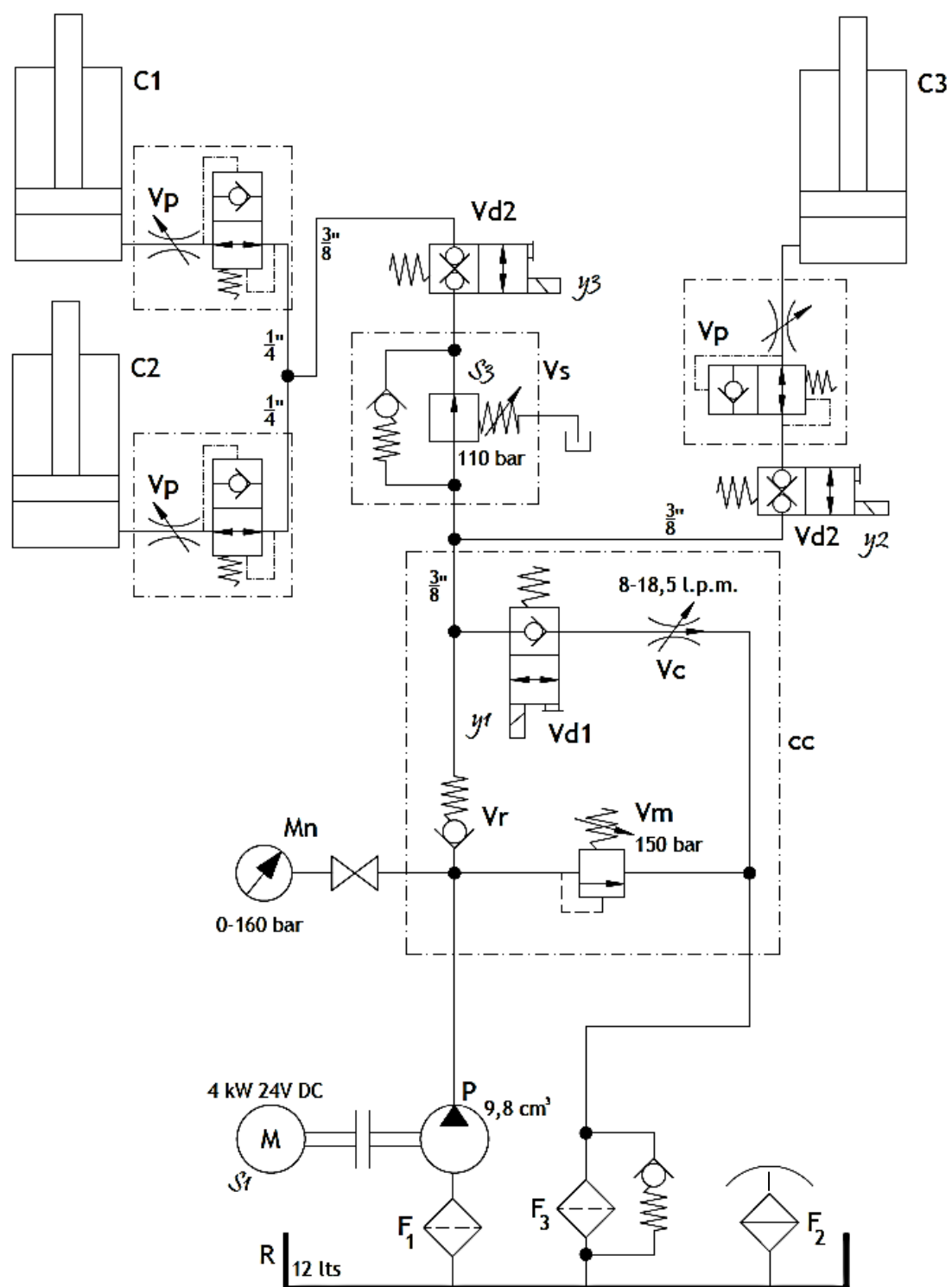


Figura 109 - Esquema hidráulico do Stacker "Transporel" 1500 kgf / 3,5 m.

LEGENDA:

$S_{I+y2+y3}$  - Sequência de sinais elétricos para subida

$y_{I+y2+y3}$  - Sequência de sinais elétricos para descida

R - Reservatório do óleo hidráulico

F<sub>1</sub> - Filtro de aspiração

F<sub>2</sub> - Filtro de ar/enchimento

F<sub>3</sub> - Filtro de retorno

M - Motor elétrico 4 kW 24V DC

P - Bomba de engrenagens externas 9,8 cm<sup>3</sup>

cc - Corpo central

Mn - Manómetro de pressão

Vm - Válvula limitadora de pressão

Vr - Válvula anti-retorno

Vc - Válvula reguladora de caudal compensada

Vp - Válvula anti-rebentamento

Vs - Válvula de sequência

Vd1 - Válvula direcional 2/2 de assento NF de cartucho

Vd2 - Válvula direcional 2/2 de assento NF de montagem em linha

C1 e C2 - Cilindros hidráulicos de simples efeito (laterais)

C3 - Cilindro hidráulico de simples efeito (central)

Nota: os sinais eléctricos referidos são de comando na botoneira da pegadeira e no Joystick.

Figura 110 - Legenda da Figura 109.

O circuito hidráulico do *Stacker* é constituído pelos componentes principais seguintes:

- 2 Cilindros hidráulicos de simples efeito laterais (C1 e C2);
- 1 Cilindro hidráulico de simples efeito central (C3);
- 1 Bomba hidráulica de engrenagens externas (P), *Hydronit*;
- 1 Motor eléctrico DC para acionamento da bomba (M), *Hydronit*;
- 1 Reservatório de óleo hidráulico (R), *Hydronit*;
- 3 Filtros de aspiração (F1), de ar (F2) e de retorno (F3), *Hydronit*;
- 3 Válvulas anti rebentamento (Vp), *Oleodinamica Marchesini ref.<sup>a</sup> VUBA 1/4" + MMF (code: V0772)*;
- 2 Válvulas direccionais de montagem em linha (Vd2), *SUN Hydraulics DTDA-MCN + GAU + 770-224*;
- 1 Válvula de sequência de montagem em linha (Vs), *SUN Hydraulics SCEA-LAN-BCW*;

- 1 Válvula direcional 2/2 (cartucho) (Vd1), *Hydronit MSV30E0000 + M6306024*;
- 1 Válvula reguladora de caudal compensada de cartucho (Vc), *Hydronit VCF67C*;
- 1 Válvula de retenção de cartucho (Vr), *Hydronit VUC20*;
- 1 Válvula limitadora de pressão (Vm), *Hydronit VMDC20*;
- 1 Conjunto de encaamentos flexíveis, 1/4" e 3/8".

### 7.3 Cilindros hidráulicos de simples efeito

A opção por cilindros de simples efeito (ver Figura 111) no sistema de elevação de carga tornou-se evidente dada a sua construção simplificada, originando, consequentemente, circuitos mais simples e também mais baratos.

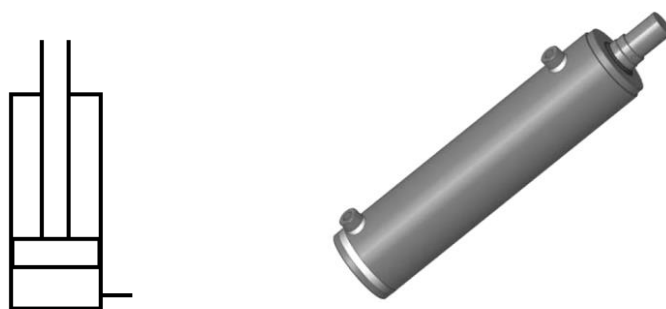


Figura 111 - (à esquerda) - Desenho esquemático de cilindro de simples efeito; (à direita) Desenho de ilustração de Cilindro hidráulico [50].

No cilindro hidráulico de simples efeito, o óleo sobre pressão só realiza trabalho no sentido da elevação da carga. Na descida, ou descarga, isto é, no movimento em sentido inverso, terá de existir uma força externa, para que o óleo regresse ao reservatório por gravidade. O êmbolo do cilindro regressa à posição inicial.

Na figura 111, imagem à direita, está representado um cilindro de duplo efeito. Na prática, este cilindro hidráulico pode ser utilizado para funcionamento na forma de simples efeito, desde que na entrada/saída superior seja aplicado um filtro de ar.

De seguida, procede-se ao dimensionamento dos cilindros hidráulicos deste projeto.

#### I. Dimensionamento do cilindro hidráulico central

O cilindro hidráulico central irá elevar a carga e a estrutura do carro porta-garfos, fazendo-o deslizar nas guias interiores do mastro guia.

A força exercida pelo cilindro hidráulico central será desmultiplicada na elevação pelo sistema de correntes, conforme já demonstrado anteriormente.

No cálculo deste cilindro hidráulico foi arbitrada uma pressão máxima de projeto de 180 bar ( $p_{m\acute{a}x}=18 \text{ N/mm}^2$ ) e o coeficiente de segurança  $cs_3=1,5$ . Assim, a secção do êmbolo pode ser calculada, em primeira aproximação, pela seguinte equação:



$$S_3 \geq \frac{c_{s_3} \times F_{cil3}}{p_{\max}} . \quad (64)$$

Substituindo os valores conhecidos, resulta:

$$S_3 \geq \frac{1,5 \times 34335}{18} = 2861,25 \text{ mm}^2 .$$

Cujo diâmetro é dado pela expressão seguinte:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \times S_3}{\pi}} . \quad (65)$$

Sendo, portanto, igual a:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \times 2861,25}{\pi}} \cong 60,36 \text{ mm} .$$

Os valores de referência, para dimensionamento do cilindro hidráulico central de simples efeito, tiveram por base as necessidades de elevação a considerar no desenho técnico do projeto, e os componentes normalizados existentes no mercado, tais como tubos, vedantes e conexões. Assim, foi escolhido o valor normalizado de 63 mm para diâmetro do êmbolo.

I.I. Características do cilindro hidráulico central:

Comprimento do corpo cilíndrico:  $C_{L3} = 800 \text{ mm}$

Diâmetro exterior do corpo cilíndrico:  $D_{e3} = 75 \text{ mm}$

Curso máximo:  $L_3 = 581 \text{ mm}$

Diâmetro do êmbolo:  $D_3 = 63 \text{ mm}$

Área da secção reta circular do êmbolo:  $A_{e3} = \frac{\pi \times D_3^2}{4} = \frac{\pi \times 63^2}{4} = 3117,2 \text{ mm}^2$

Diâmetro da haste:  $d_3 = 36 \text{ mm}$

Pressão máxima hidráulica:  $p_{\max} = 180 \text{ bar} = 18 \text{ MPa}$

Material da haste: aço *Cr.Mn.Ni*, [51]:  $\sigma_{\text{rot}} > 750 \text{ MPa}$  e  $\sigma_{\text{ced}} = 520 \text{ MPa}$

Força máxima exercida no cilindro:

$$F_{\max3} = p_{\max} \times A_{e3} = 18 \times 3117,2 = 56109,6 \text{ N } [ \cong 5720 \text{ kgf} ]$$

### I.II. Propriedades da haste do cilindro hidráulico central

$$\text{Área da secção reta circular da haste: } A_{h3} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 36^2}{4} = 1017,9 \text{ mm}^2$$

Momento de inércia à flexão da secção da haste:

$$I_3 = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \times 36^4}{64} = 82448 \text{ mm}^4$$

$$\text{Raio de giração da secção da haste: } i_3 = \sqrt{\frac{I_3}{A_{h3}}} = \frac{d_3}{4} = \frac{36}{4} = 9 \text{ mm}$$

Comprimento de encurvadura da haste (ou curso):  $L_3 = 581 \text{ mm}$

$$\text{Coeficiente de esbelteza: } \lambda_3 = \frac{L_3}{i_3} = \frac{581}{9} = 64,6$$

Coeficiente de encurvadura de acordo com o R.E.A.P.E. (para  $\lambda < 105$ ):

$$\varphi_3 = 1,1328 - 0,00664 \times \lambda_3 = 0,704$$

### I.III. Determinação das condições de serviço

Carga de tração na corrente:  $F_{cor3} = 17168 \text{ N}$  (Tabela 13)

Força no cilindro ( $P_3 = 2 \times F_{cor}$ ):  $F_{cil3} = 34336 \text{ N}$

$$\text{Pressão média de serviço: } p_3 = \frac{F_{cil3}}{A_{e3}} = \frac{34336}{3117,2} \cong 11 \text{ MPa} = 110 \text{ bar}$$

### I.IV. Verificação da estabilidade à encurvadura pela fórmula de *Euler*

$$\text{Tensão instalada de compressão: } \sigma_{inst3} = \frac{F_{cil3}}{A_{h3}} = \frac{34336}{1017,9} = 33,73 \text{ MPa}$$

$$\text{Tensão de cálculo: } \sigma_{sd3} = \sigma_{inst3} \cdot \frac{CS_3}{\varphi_3} \leq \sigma_{ced}$$

$$\text{Coeficiente de segurança: } CS_3 \leq \frac{\varphi_3 \cdot \sigma_{ced}}{\sigma_{inst3}} = \frac{0,704 \times 520}{33,73} = 10,85$$

## I.V. Conclusões

O valor máximo obtido para o coeficiente de segurança,  $cs_3 = 10,85$  é bastante superior ao aconselhado pelo R.E.A.P.E. para projeto (1,80), ficando, assim, amplamente verificada a estabilidade deste cilindro quanto à encurvadura.

A carga crítica de encurvadura, segundo *Euler* e usando  $E_{aço} = 206 \text{ GPa} = 206 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ , será:

$$P_{\text{crit3}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_3}{L_3^2} = \frac{\pi^2 \times (206 \times 10^3) \times (82448)}{581^2} = 496586 \text{ N} \quad [50620 \text{ kgf}]$$

## II. Dimensionamento dos cilindros hidráulicos laterais

No cálculo destes cilindros hidráulicos foi, também, arbitrada uma pressão máxima de projeto de 180 bar ( $p_{\text{máx}} = 18 \text{ N/mm}^2$ ) e o coeficiente de segurança  $cs_{1,2} = 1,5$ . Assim, a secção dos êmbolos pode ser calculada, em primeira aproximação, pela seguinte equação:

$$S_{1,2} \geq \frac{cs_{1,2} \times F_{\text{cil1,2}}}{p_{\text{máx}}} \quad (66)$$

substituindo os valores conhecidos, resulta:

$$S_{1,2} \geq \frac{1,5 \times 17985}{18} = 1498,75 \text{ mm}^2$$

Cujo diâmetro é dado pela expressão seguinte,

$$D_{1,2} = \sqrt{\frac{4 \times S_{1,2}}{\pi}} \quad (67)$$

sendo, portanto, igual a:

$$D_{1,2} = \sqrt{\frac{4 \times 1498,75}{\pi}} \cong 43,68 \text{ mm}$$

Os valores de referência para dimensionamento dos cilindros hidráulicos laterais de simples efeito tiveram por base as necessidades de elevação a considerar no desenho técnico, e os componentes normalizados existentes no mercado, tais como tubos, vedantes e conexões. Assim, foi escolhido o valor normalizado de 50 mm para diâmetro dos respetivos êmbolos.

Para os cilindros hidráulicos laterais, foram admitidos os valores a seguir apresentados.

## II.I. Características dos cilindros hidráulicos laterais

Comprimento do corpo cilíndrico:  $C_{L1,2} = 1678 \text{ mm}$

Diâmetro exterior do corpo cilíndrico:  $D_{e1,2} = 60 \text{ mm}$

Curso máximo:  $L_{1,2} = 1180 \text{ mm}$

Diâmetro do êmbolo:  $D_{1,2} = 50 \text{ mm}$

Área da secção reta circular do êmbolo:  $A_{e1,2} = \frac{\pi \cdot D_{1,2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 1963,5 \text{ mm}^2$

Diâmetro da haste:  $d_{1,2} = 28 \text{ mm}$

Pressão hidráulica máxima:  $p_{\text{máx}} = 180 \text{ bar} = 18 \text{ MPa}$

Material das hastes em aço *Cr.Mn.Ni*, [51]:  $\sigma_{\text{rot}} > 750 \text{ MPa}$  e  $\sigma_{\text{ced}} = 520 \text{ MPa}$

Força máxima exercida por cilindro:

$$F_{\text{máx}1,2} = p_{\text{máx}} \times A_{e1,2} = 18 \times 1963,5 = 35343 \text{ N } [\cong 3606 \text{ kgf}]$$

## II.II. Propriedades das hastes dos cilindros hidráulicos laterais

Área da secção reta circular da haste:  $A_{h1,2} = \frac{\pi \cdot d_{1,2}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 28^2}{4} = 615,8 \text{ mm}^2$

Momento de inércia à flexão da secção da haste:

$$I_{1,2} = \frac{\pi \cdot d_{1,2}^4}{64} = \frac{\pi \cdot 28^4}{64} = 30171,9 \text{ mm}^4$$

Raio de giração da secção da haste:  $i_{1,2} = \sqrt{\frac{I_{1,2}}{A_{h1,2}}} = \frac{d_{1,2}}{4} = \frac{28}{4} = 7 \text{ mm}$

Comprimento de encurvadura da haste (ou curso):  $L_{1,2} = 1180 \text{ mm}$

Coefficiente de esbelteza:  $\lambda_{1,2} = \frac{L_{1,2}}{i_{1,2}} = \frac{1180}{7} = 168,6$

Coefficiente de encurvadura de acordo com o R.E.A.P.E. (para  $\lambda > 105$ ):

$$\varphi_{1,2} = \frac{4802}{\lambda_{1,2}^2} = \frac{4802}{168,6^2} = 0,169$$

### II.III. Determinação das condições de serviço

Carga de tração na corrente de elevação:  $F_{cor1,2} = 17985 \text{ N}$  (Tabela 13)

Carga de compressão por cilindro hidráulico:  $F_{cil1,2} = 17985 \text{ N}$  (Tabela 13)

$$\text{Pressão média de serviço: } p_{1,2} = \frac{F_{cil1,2}}{A_{e1,2}} = \frac{17985}{1963,5} \cong 9,16 \text{ MPa} = 91,6 \text{ bar}$$

### II.IV. Verificação da estabilidade à encurvadura pela fórmula de *Euler*

$$\text{Tensão instalada de compressão: } \sigma_{inst1,2} = \frac{F_{cil1,2}}{A_{h1,2}} = \frac{17985}{615,8} = 29,2 \text{ MPa}$$

$$\text{Tensão de cálculo: } \sigma_{sd1,2} = \sigma_{inst1,2} \cdot \frac{CS_{1,2}}{\phi_{1,2}} \leq \sigma_{ced}$$

$$\text{Coeficiente de segurança: } CS_{1,2} \leq \frac{\phi_{1,2} \cdot \sigma_{ced}}{\sigma_{inst1,2}} = \frac{0,169 \times 520}{29,20} = 3,00$$

### II.V. Conclusões

O valor máximo obtido para o coeficiente de segurança,  $CS_{1,2} = 3,00$ , é superior ao aconselhado pelo R.E.A.P.E. para projeto (1,80), logo está verificada a resistência à encurvadura dos cilindros hidráulicos laterais do *Stacker*.

A carga crítica de encurvadura, segundo *Euler* e usando  $E_{aço} = 206 \text{ GPa} = 206 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ , é:

$$P_{crit1,2} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{1,2}}{L_{1,2}^2} = \frac{\pi^2 \times (206 \times 10^3) \times (30171,9)}{1180^2} = 44056 \text{ N} \quad [4491 \text{ kgf}] .$$

## 7.4 Bomba hidráulica de engrenagens externas

A bomba hidráulica promove a circulação do óleo hidráulico no circuito, mantendo-o sob pressão. Mediante comando de válvulas apropriadas, o óleo chegará aos cilindros de elevação da carga.

Na Figura 112 apresentamos o símbolo da bomba hidráulica, usado no desenho esquemático de princípio de funcionamento do circuito, bem como o aspeto real da bomba selecionada.



Figura 112 - (à esquerda) Desenho esquemático da bomba hidráulica, com seta a indicar o sentido do fluxo; (à direita) *Gear Pump G 9,8 Hydronit* [52].

A bomba de engrenagens externas ou de carretos apresenta poucas peças, basicamente é constituída por duas engrenagens, duas tampas, dois apoios, vedantes e um corpo cilíndrico.

O óleo é conduzido da câmara de aspiração à câmara de compressão nos espaços compreendidos entre os dentes das engrenagens e a parede interior do corpo. O princípio de funcionamento da bomba de engrenagens externas encontra-se ilustrado na Figura 113.

4. A pressão de saída atua contra os dentes, causa uma carga não-balanceada nos eixos como indicam as setas

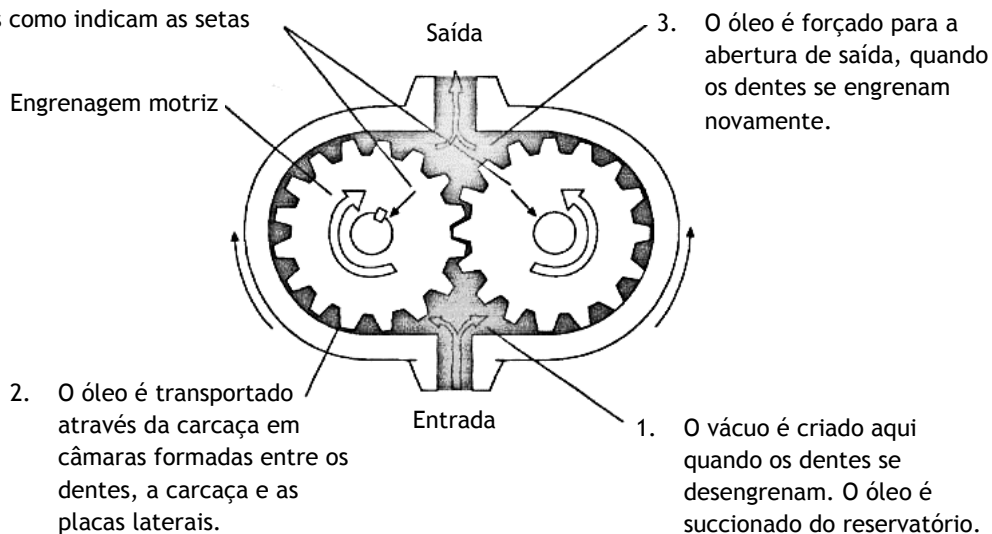


Figura 113 - Esquema de princípio de funcionamento de uma bomba de engrenagens externas [53].

Para o dimensionamento da bomba hidráulica, tendo em conta o movimento do cilindro hidráulico central, foram fixados os seguintes valores:

- Velocidade de elevação na 1.ª Fase:  $v_{\text{elev}} = 0,185 \text{ m/s}$ ;
- Rendimento global da bomba:  $[0,8-0,85]$  adotado  $\eta_{\text{total}} = 0,825$ ;
- Velocidade de elevação igual ao dobro da velocidade do êmbolo do cilindro hidráulico:  
 $v_{\text{elev}} = 2 \cdot v_{e3}$ ;
- Velocidade de rotação do motor de acionamento da bomba hidráulica:  $n = 2000 \text{ rpm}$ ;
- Pressão normal de serviço:  $p_h = 110 \text{ bar}$ .

O dimensionamento da bomba hidráulica segue os passos a seguir indicados.

I. Área da secção transversal do êmbolo do cilindro hidráulico central (C3)

$$S_3 = \frac{\pi \times (0,063)^2}{4} = 3,1172 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

II. Velocidade do êmbolo do cilindro hidráulico central (C3)

$$v_{e3} = \frac{v_{\text{elev}}}{2} = \frac{0,185}{2} = 0,0925 \text{ m/s}$$

III. Caudal necessário (Equação da continuidade)

$$Q_a = S_3 \times v_{e3} \quad (68)$$

$$Q_a = 3,1172 \times 10^{-3} \times 0,0925 \text{ m/s} = 0,000288 \text{ m}^3/\text{s} = 0,288 \text{ litros/s} = 17,3 \text{ litros/min}$$

Valor adotado:  $Q_a = 18,0 \text{ litros/min}$

IV. Potência da bomba hidráulica

$$P = \frac{p_h \cdot Q_a}{600 \cdot \eta_{\text{total}}} \quad (69)$$

$$P = \frac{110 \times 18}{600 \times 0,825} = 4,0 \text{ kW}$$

V. Cilindrada da bomba

$$V = \frac{1000 \cdot Q_a}{n \cdot \eta_{\text{vol}}} \quad (70)$$

$$V = \frac{1000 \times 18}{2000 \times 0,925} = 9,7297 \text{ cm}^3$$

Valor adotado:  $V = 9,8 \text{ cm}^3$

## VI. Binário de acionamento da bomba

$$M_B = \frac{P}{\omega} = \frac{60 \times P}{2 \times \pi \times n} = \frac{30}{\pi} \times \frac{P}{n} \quad (71)$$

$$M_B = \frac{30}{\pi} \times \frac{4000}{2000} \cong 19,1 \text{ N.m}$$

Este tipo de bomba foi, desde logo, a primeira escolha para este projeto, por apresentar conceção simples, apresentar uma boa aplicação em circuitos de baixa e média pressão e, também, por ser a solução mais barata. Na Tabela 14 listam-se as principais características e referências da bomba de engrenagens, escolhida no fabricante *Hydronit* [52].

Deslocamento nominal (cm <sup>3</sup> /rot)	Pressão máxima (bar)	Pressão intermitente (bar)	Pressão contínua (bar)	Velocidade de rotação máxima (rpm)	Código da bomba	Código de sobressalentes	Peso Kg
9,8	170	150	130	1700	K1PD14.5G	E60603014	1,27

Tabela 14 - Características principais da bomba de engrenagens G 9,8 *Hydronit* - PPC2012/1-C010, [52].

## 7.5 Motor elétrico

A forma escolhida para acionamento da bomba hidráulica foi o motor elétrico, dada a facilidade de ligação e obtenção da energia, o baixo índice de poluição e a possibilidade de escolha entre várias gamas de velocidade definidas em execuções normais (de indução, trifásicos rotor em curto-circuito), desde 750 rpm (rotações por minuto), 1000 rpm, 1500 rpm, 2000 rpm e 3000 rpm.

Optámos por utilizar um motor elétrico de corrente contínua de 24 Vcc (24 Volts corrente contínua), por permitir a alimentação direta a partir das baterias.

A energia fornecida à bomba é dada por um motor elétrico do fabricante *Hydronit* [52], cuja representação simbólica e aspeto real é a mostrada na Figura 114.



Figura 114 - (à esquerda) Símbolo do motor elétrico DC; (à direita) Foto do motor elétrico MB14C2ST40:4000W DC, [52].



O motor elétrico foi verificado de acordo com as recomendações da empresa *Gustavo Cudell*, representante do fornecedor *Hydronit*, [52]. As características nominais do motor são apresentadas na Tabela 15.

Descrição	Código PPC	Código do motor DC	Ciclo de trabalho nominal	Velocidade de rotação nominal	Intensidade de corrente nominal	Kit de montagem
4000 W 24V DC motor + proteção térmica e ventilador	4HD 24DC/T	MB14C2ST40	S2: 10min	2000 rpm	240 A	XB1490

Tabela 15 - Características nominais do motor elétrico DC *Hydronit*, [52].

A verificação é realizada através do ábaco apresentado na Figura 115.

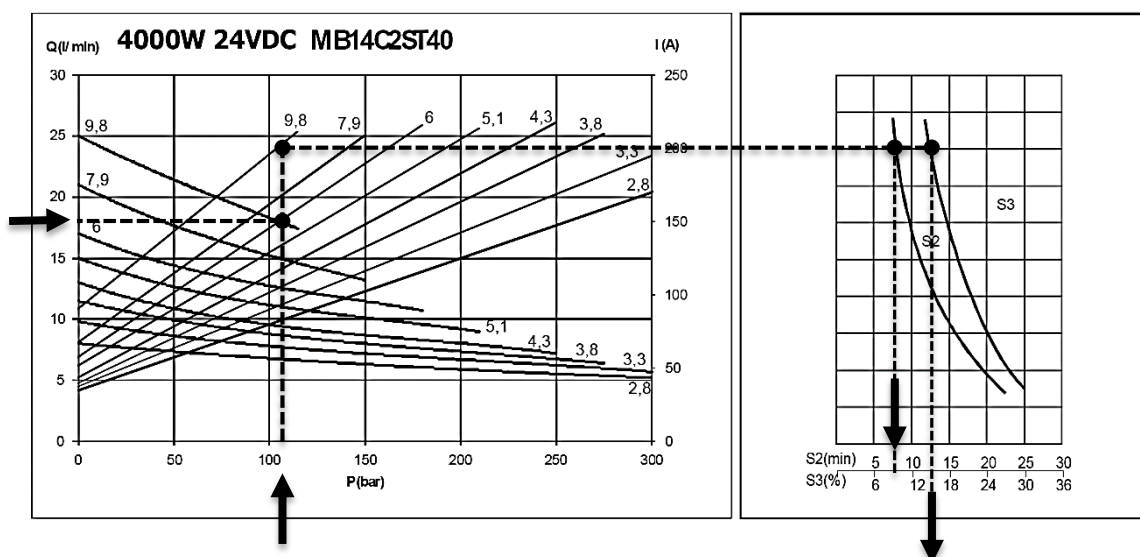


Figura 115 - Ábaco de seleção do motor de 4 kW 24V DC, [52].

Neste ábaco, em ordenadas é colocada a primeira linha de referência horizontal correspondente ao caudal ( $Q_a = 18 \text{ l/min}$ ) e em abcissas é colocada a segunda linha de referência vertical correspondente à pressão de trabalho ( $p_h = 110 \text{ bar}$ ).

A interseção destas duas linhas de referência encontra a primeira curva 9,8  $\text{cm}^3$  por rotação.

De seguida, procede-se ao prolongamento da linha vertical até encontrar a segunda curva 9,8  $\text{cm}^3$  por rotação.

Nesta última interseção é traçada uma reta horizontal, que define a intensidade de corrente consumida. Na figura 115 pode ler-se o valor de consumo de 200 A.

Continuando o prolongamento desta reta horizontal até ao ábaco da direita podem definir-se dois pontos de interseção nas curvas S2 e S3.

O primeiro ponto, sobre a curva S2, define na escala graduada horizontal o valor de 7,5 minutos para trabalho contínuo do motor.

O segundo ponto, sobre a curva S3, define a percentagem de espera no ciclo total para recuperação da utilização do motor. Para este motor, o valor lido corresponde a 15%.

O ciclo de funcionamento fica definido pelo cociente entre S2 e S3, ou seja, 50 minutos. Por outras palavras, o motor poderá operar continuamente durante 7,5 minutos e aguardar 42,5 minutos para completa recuperação devido ao aquecimento proveniente da utilização.

Aparentemente pode parecer que trabalhar 7,5 minutos num ciclo de 50 minutos é muito pouco. Contudo, importa destacar que a única operação de utilização do motor diz respeito à elevação da carga. As situações de carga suspensa e movimentos de descida de carga são sempre executadas com o motor desligado. Como a subida de cargas é realizada durante poucos segundos (valor máximo 20 s), o motor poderá fazer inúmeras elevações sem sobreaquecimento apreciável.

## 7.6 Reservatório de óleo hidráulico

O reservatório do óleo tem como funções armazenar e arrefecer o fluido hidráulico.

Assim, no dimensionamento do reservatório do óleo hidráulico, devem ter-se em atenção os seguintes aspetos:

- Prever a necessidade de existir um volume mínimo de óleo hidráulico remanescente no fundo do reservatório após completadas as duas fases de elevação. Isto significa que, após verificado o enchimento total das câmaras dos cilindros hidráulicos, ainda deve permanecer algum óleo hidráulico no reservatório. Este volume deve ser o suficiente para cobrir o filtro de aspiração da bomba de engrenagens externas, o que na prática representa 25% do volume total.

- Prever a necessidade de existir um volume mínimo de ar no interior do reservatório quando o óleo das câmaras dos cilindros hidráulicos recolher na sua totalidade ao reservatório. Esta bolsa de ar permite a dissipação do calor gerado pelo trabalho dos cilindros hidráulicos, sendo avaliada em 15% do volume total.

- Os encanamentos hidráulicos (ou ramal de tubulações hidráulicas) estabelecidos entre os cilindros hidráulicos e o reservatório estarão sempre preenchidos pelo fluido hidráulico, independentemente da posição de serviço do *Stacker*. Assim, o volume do fluido hidráulico presente nos encanamentos não intervém no dimensionamento do reservatório.

- I. Determinação do valor da capacidade de utilização de óleo hidráulico nos cilindros hidráulicos

- I.I. Cilindro hidráulico central (C3)

Cálculo do volume de óleo ( $V_3$ ):

$$V_3 = A_{e3} \times L_3 \quad (72)$$

$$V_3 = \frac{\pi \times 63^2}{4} \times 581 \text{ mm}^3 = 1,811 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 1,811 \text{ litros}$$

#### I.II. Cilindro hidráulico lateral ( $C_{1,2}$ )

Cálculo do volume de óleo ( $V_{1,2}$ ):

$$V_{1,2} = A_{e1,2} \times L_{1,2} \quad (73)$$

$$V_{1,2} = \frac{\pi \times 50^2}{4} \times 1180 \text{ mm}^3 = 2,317 \times 10^6 \text{ mm}^3 = 2,317 \text{ litros}$$

#### I.III. Cilindros hidráulicos

Cálculo do volume de óleo ( $V_{\text{total}}$ ):

$$V_{\text{total}} = V_3 + 2 \times V_{1,2} \quad (74)$$

$$V_{\text{total}} = 1,811 + 2 \times 2,317 \cong 6,5 \text{ litros}$$

### II. Determinação da capacidade necessária para o reservatório

O volume do reservatório deverá contemplar a quantidade de óleo calculada ( $V_{\text{total}}$ ) acrescida de 25 %, para efeitos de submersão do filtro de aspiração da bomba, e de 15 %, para efeitos de existência de bolsa de ar necessária à transferência de calor. Então, vem:

$$V_R = V_{\text{total}} + 0,25 \times V_R + 0,15 \times V_R. \quad (75)$$

Reescrevendo a equação anterior e substituindo o volume total de óleo nos cilindros, resulta:

$$V_R = \frac{V_{\text{total}}}{0,6} = \frac{6,5}{0,6} = 10,83 \text{ litros}.$$

A capacidade para reservatórios de fluido hidráulico, existentes no mercado, para o valor encontrado terá de ser de 12 litros.

Na Figura 116, pode ver-se, na imagem da esquerda, o esquema do reservatório no circuito hidráulico, com filtro de aspiração de partículas na entrada da bomba de engrenagens, filtro de partículas na descarga do óleo hidráulico ao reservatório e filtro do ar. Do lado direito da Figura 116, apresenta-se o aspeto real do reservatório escolhido.

De notar que o material do reservatório é aço (*Fe P04-EN10130* - espessura de 1,5 mm) o que permite melhorar a dissipação de calor.

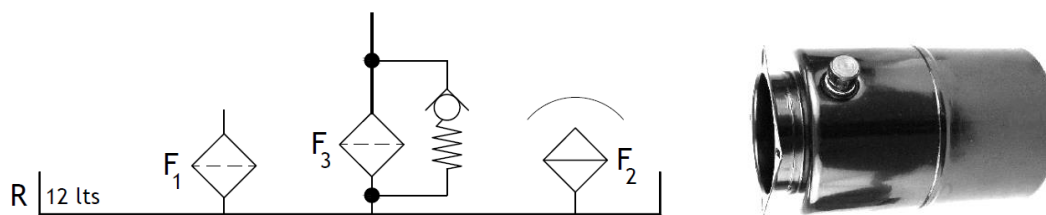


Figura 116 - (à esquerda) Desenho esquemático de reservatório e filtros; (à direita) Foto de reservatório de 12 litros da *Hydronit*, [52].

Na tabela 16 apresentamos as principais características do reservatório da Figura 116, de acordo com as informações constantes no catálogo do fabricante.

Descrição	Código de montagem PPC	Código do componente	L (mm)	Ø D (mm)	Peso (kg)	Volume de filtragem (l)
12 l	12B / 12BV	E60303012	380	220	2,47	10,5

Tabela 16 - Principais características do reservatório hidráulico.

De notar que na aquisição do “kit do reservatório óleo hidráulico” deste fabricante estão incluídos os seguintes componentes:

- Filtro de sucção ou aspiração da bomba de engrenagens externas;
- Filtro de descarga do circuito ao reservatório;
- Filtro de ar.

## 7.7 Filtros

Os filtros assumem uma elevada importância na instalação hidráulica, dada a sua contribuição para o aumento da vida útil dos componentes que integram a instalação e que dependem do grau de filtragem. É igualmente importante instruir as equipas de manutenção para a necessidade de os manter limpos.

De seguida, passaremos a descrever o tipo de filtros e a respetiva localização dentro da instalação óleo hidráulica.

- Filtro de Retorno com grau de filtragem 15 µm: a instalar diretamente na entrada do depósito - saída dos encanamentos, com grau de filtragem elevado (ver Figura 117);
- Filtro de aspiração com grau de filtragem 90 µm: a instalar diretamente na saída do depósito - entrada da bomba, tem como função evitar a entrada na bomba de partículas de lixo grosseiro, conferindo ao óleo hidráulico um grau de filtragem suficiente para garantir o funcionamento dos componentes da instalação (ver Figura 118);

- Filtro de ar: instalado sobre o exterior do reservatório (muitas vezes confundido com uma tampa do reservatório), serve para promover a transferência de calor entre o reservatório e o meio envolvente (ver Figura 119).



Figura 117 - (à esquerda) Símbolo do filtro de retorno; (à direita) Filtro 20 µm Hydronit, [52].

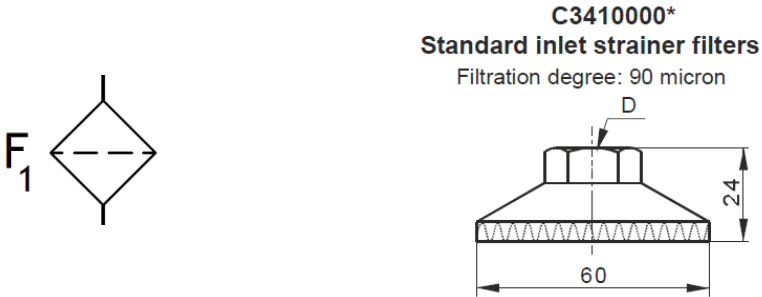


Figura 118 - (à esquerda) Símbolo do filtro de aspiração; (à direita) Desenho do filtro 90 µm C3410000 Hydronit, [52].

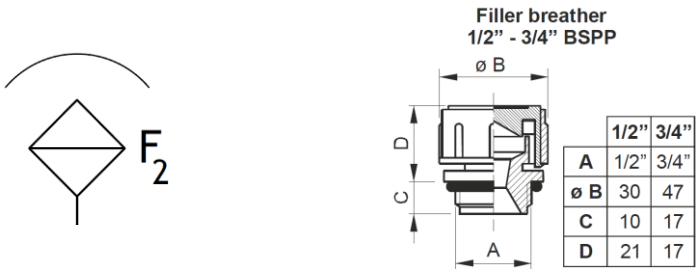


Figura 119 - (à esquerda) Símbolo de filtro de ar; (à direita) Desenho do filtro de ar Hydronit, [52].

## 7.8 Óleo hidráulico

Relativamente ao fluido hidráulico necessário ao funcionamento do sistema de elevação do *Stacker*, este é referido pelo fabricante dos componentes do grupo hidráulico principal (motor, bomba e válvulas), por forma a beneficiar de uma utilização mais adequada da instalação, conforme se indica na Tabela 17, [52].

Material do reservatório	Fe P04-EN10130 - espessura de 1,5mm
Fluido hidráulico	Óleo de base mineral ISO/DIN 6743/4
Temperatura de trabalho	-15 / +70°C

Tabela 17 - Características do óleo hidráulico.

Logo, o fluido a utilizar na instalação hidráulica do *Stacker* deverá ser um óleo de base mineral HLP<sup>12</sup>. A viscosidade deve estar compreendida entre 20 a 70 mm/s (Cst) a uma temperatura de 50°C.

## 7.9 Acoplamento entre o depósito e o motor elétrico

O acoplamento entre o motor elétrico *DC* e o depósito de óleo hidráulico é realizado através do componente fixo mostrado na Figura 120.

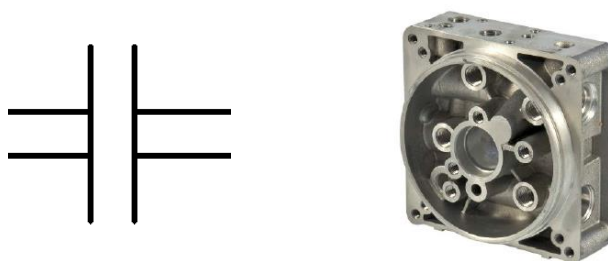


Figura 120 - (à esquerda) Símbolo de acoplamento; (à direita) Acoplamento entre o motor elétrico *DC* e o depósito, [52].

## 7.10 Grupo hidráulico principal

Escolhemos um grupo eletrobomba, constituído por uma bomba de engrenagens externas acoplada ao motor e instalados em reservatório de óleo de média capacidade e já com as válvulas necessárias ao circuito. Este grupo forma a central hidráulica completa acionada

<sup>12</sup> HLP - Óleo hidráulico básico aditivado com agentes antioxidantes, anticorrosão e EP (Extrema Pressão) conforme Norma DIN 51524/2.

através de um comando manual simples de alavanca, incorporado na carroceria do *Stacker*, ou opcionalmente comandável por sinais elétricos através dos botões da pegadeira.

Na Figura 121, pode ver-se a representação do grupo hidráulico (reservatório de óleo hidráulico, bomba de engrenagens, filtros, válvulas de comando e caixa de terminais de ligação elétrica).

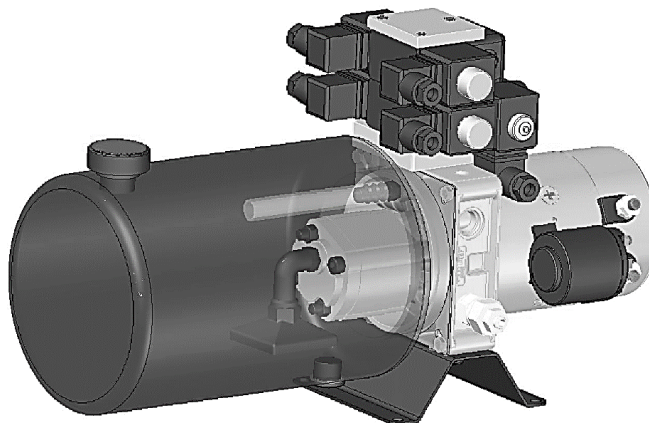


Figura 121- Grupo hidráulico principal (reservatório, filtros, bomba, acoplamento, motor elétrico, proteção para sobrecargas, válvulas de comando), *Hydronit*, [52].

## 7.11 Válvula anti rebentamento ou válvula paraquedas (Vp)

No esquema hidráulico da Figura 109, estão representadas três válvulas (Vp) para proteção do circuito em caso de colapso de algum encanamento hidráulico. São exemplos destes possíveis colapsos:

- fugas repentinas devidas a rebentamentos;
- fugas por traçagem de encanamentos;
- desaperto brusco de componentes, etc.

Neste tipo de equipamentos de elevação, a utilização destas válvulas é obrigatória por questões de segurança. Assim, estas impedem a queda abrupta da carga, em caso de anomalia.

Devem ser montadas no circuito imediatamente a montante dos cilindros hidráulicos. São válvulas normalmente abertas (NA) e só atuarão na posição fechada, em caso de elevado diferencial de pressão.

A libertação da posição fechada para o caso “fuga” de fluído óleo hidráulico é realizada manualmente.

As válvulas anti rebentamento escolhidas são do fabricante *Oleodinamica Marchesini*, [54], com a referência *VUBA 1/4" + MMF (code: V0772)*. O principal representante e distribuidor dos componentes *SUN* em Portugal é a Gustavo Cudell. A representação esquemática deste tipo de válvula e a respetiva foto do componente real pode ver-se na Figura 122.

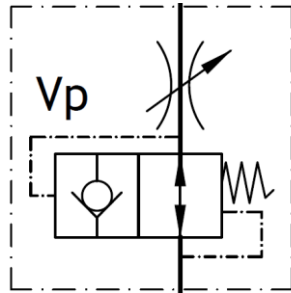


Figura 122 - (à esquerda) Símbolo da válvula anti rebentamento; (à direita) Foto da válvula ref.: VUBA V0772, [54].

## 7.12 Válvula direcional 2/2 de montagem em linha (Vd2)

No circuito hidráulico prevê-se a instalação de duas válvulas direcionais 2/2 de montagem em linha, da marca *SUN Hydraulics* e com a referência *DTDA-MCN + GAU + 770-224*, [55].

Estão posicionadas a montante dos encanamentos que conduzem o óleo aos cilindros hidráulicos. O aspeto desta válvula é mostrado na Figura 109.

Estas válvulas são estanques, normalmente fechadas (NF) e só são acionáveis por impulso elétrico do tipo  $y_2$  e  $y_3$ . Na ausência de impulso elétrico as válvulas impedem o retrocesso do óleo e imobilizam a posição dos êmbolos dos cilindros hidráulicos.

Na Figura 123, faz-se referência a este tipo de válvulas.

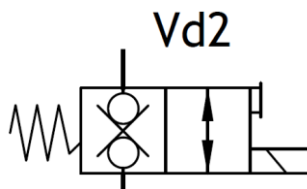


Figura 123 - (à esquerda) Símbolo da válvula direcional Vd2; (à direita) Foto da válvula Vd2 da *SUN Hydraulics*, [55].

## 7.13 Válvula direcional 2/2 de cartucho (Vd1)

Posicionada no corpo central, esta válvula é importante para a descida da carga por recolha dos êmbolos dos cilindros hidráulicos. É uma válvula NF que só abre mediante impulso elétrico ( $y_1$ ).





Figura 124 - (à esquerda) Símbolo da válvula direcional 2/2 de cartucho; (à direita) Foto da válvula *MSV30E0000 Hydronit*, [52].

#### 7.14 Válvula de sequência de montagem em linha (Vs)

A válvula de sequência de montagem em linha, conforme mostra a Figura 125, tem como função permitir o funcionamento, em primeiro lugar, do cilindro hidráulico central até um determinado valor de pressão regulável, por exemplo 110 bar. Só a partir deste valor a válvula permitirá o funcionamento dos cilindros hidráulicos laterais. A referência desta válvula do fabricante *SUN Hydraulics* é *SCEA-LAN-BCW*, [55].

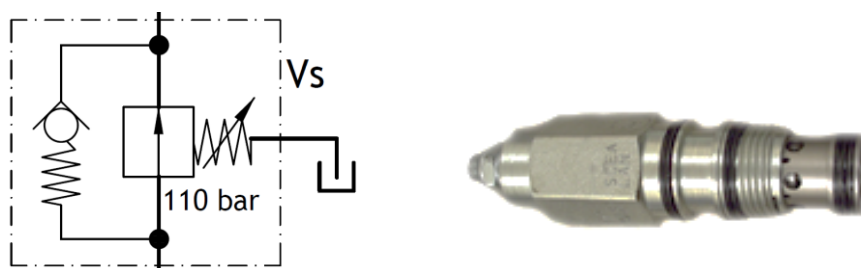


Figura 125 - (à esquerda) Símbolo da válvula de sequência de montagem em linha; (à direita) Foto da válvula *SUN Hydraulics SCEA-LAN-BCW*, [55].

#### 7.15 Válvula reguladora de caudal compensada (Vc)

Pertencendo também ao bloco central, esta válvula regulável permite afinar o caudal de retorno entre 8 e 18,5 litros/minuto, a fim de controlar a velocidade de descida da carga. Esta válvula é montada em cartucho a jusante da válvula Vd1. A sua referência é *Hydronit VCF67C*, e o seu aspeto real é mostrado na Figura 126.



Figura 126 - (à esquerda) Símbolo da válvula reguladora de caudal compensada regulável de cartucho; (à direita) Foto da válvula *Hydronit VCF67C*, [52].

### 7.16 Válvula de retenção (Vr)

Esta válvula está inserida no corpo central do circuito hidráulico e só permite a passagem de óleo no sentido da aspiração, impedindo que o retorno se faça pela mesma.

O retorno não atravessando esta válvula é obrigado a atravessar a válvula direcional pilotada (Vd1) e, posteriormente, a válvula de regulação de caudal (Vc). A representação esquemática e foto da válvula de retenção (Vr) apresenta-se na Figura 127.



Figura 127 - (à esquerda) Símbolo da válvula de retenção; (à direita) Foto da válvula de retenção *Hydronit VUC20*, [52].

### 7.17 Válvula limitadora de pressão de montagem em linha (Vm)

As válvulas limitadoras de pressão são válvulas com função de segurança que limitam a pressão no circuito ou no ramo do circuito hidráulico, protegendo assim todos os órgãos associados ao circuito.

Acima de um determinado valor de pressão, que atua sobre a superfície da válvula na forma de cone ou esfera ajustadas a uma sede por meio de uma mola, sucede que esta última ao ser comprimida afasta-se da sede e o óleo passa do circuito para o reservatório.

Com o objetivo de se evitar vibrações e ruído durante a abertura da válvula em pressão, utiliza-se um sistema de amortecimento.

Esta válvula limitadora de pressão deverá ser tarada para o valor de 150 bar, a fim de colocar o circuito em segurança.

Se a pressão subir, além do valor indicado, a válvula abre automaticamente e obriga a recirculação ao depósito. Ver Figura 128.



Figura 128 - (à esquerda) Símbolo da válvula limitadora de pressão; (à direita) Foto da válvula *Hydronit VMDC20*, [52].

## 7.18 Encanamentos flexíveis

Designam-se por encanamentos os componentes em geral que estabelecem a ligação entre os elementos constituintes do circuito hidráulico.

Devemos utilizar encanamentos ou tubagens flexíveis por estamos perante hidráulicos com movimento e sujeitos a vibrações. Para a pressão de trabalho, média pressão, escolhemos mangueiras hidráulicas com duas tranças.

Na instalação de mangueiras, devem observar-se alguns cuidados importantes a fim de evitar problemas, nomeadamente respeitar o raio mínimo de curvatura, deixar folga nos comprimentos, para permitir as variações causadas por dilatação térmica e por articulação e movimentação do *Stacker*, não colocar as mangueiras em torção e evitar que em funcionamento as mangueiras fiquem em fricção com as partes fixas da máquina. Na Figura 129, apresentamos as tubagens flexíveis de possível implementação neste projeto.



Figura 129 - Tubagens flexíveis *Parker*, [56].

O dimensionamento do diâmetro dos encanamentos pode efetuar-se de acordo com a seguinte equação [57]:

$$d_t = 4,607 \times \sqrt{\frac{Q_a}{v_{\text{óleo}}}}, \quad (76)$$

em que  $d_t$  representa o diâmetro da tubagem de óleo em mm,  $Q_a$  é o caudal de óleo circulante em litros/min e  $v_{\text{óleo}}$  é a velocidade do óleo em m/s.

Os pressupostos para a velocidade do óleo são:

- Em tubagens de aspiração: 1,0 m/s;
- Em tubagens de retorno: 2,0 m/s;
- Em tubagens de alimentação de óleo sob pressão (100 a 200 bar) aos cilindros hidráulicos: 5,0 m/s.

Assim, nas ligações ao cilindro central, o caudal é 18 litros/min, a pressão é 110 bar e a velocidade do óleo pode considerar-se 5 m/s. O diâmetro da tubagem que liga ao cilindro hidráulico central é:

$$d_{t3} = 4,607 \times \sqrt{\frac{18}{5}} = 8,74 \text{ mm} \quad (\text{valor correspondente a } d_3 = 3/8")$$

Nas ligações aos cilindros hidráulicos laterais, o caudal é de 9 litros/min; a pressão é 100bar e a velocidade do óleo pode considerar-se 5 m/s. O diâmetro das tubagens que ligam aos cilindros hidráulicos laterais é:

$$d_{t1,2} = 4,607 \times \sqrt{\frac{9}{5}} = 6,18 \text{ mm} \quad (\text{valor correspondente a } d_{1,2} = 1/4")$$

Na aspiração, junto à bomba hidráulica, o caudal é 18 litros/min e a velocidade do óleo pode considerar-se 1 m/s. Assim, o diâmetro do tubo de aspiração da bomba é:

$$d_p = 4,607 \times \sqrt{\frac{18}{1}} = 19,54 \text{ mm} \quad (\text{valor que corresponde a } d_p = 3/4")$$

No retorno ao depósito, o caudal é 18 litros/min e a velocidade do óleo pode ser considerado 2 m/s. Logo o diâmetro da tubagem de retorno ao depósito deverá ser:

$$d_R = 4,607 \times \sqrt{\frac{18}{2}} = 13,82 \text{ mm} \quad (\text{valor que corresponde a } d_R = 5/8").$$

## 7.19 Comando manual: *Joystick*

O circuito hidráulico também pode ser acionado no *joystick* colocado no corpo do *chassis* do *Stacker*, junto à posição habitual de trabalho do operador do veículo. Este comando manual não apresenta uma ação mecânica sobre as válvulas ou outros componentes do circuito hidráulico.

A atuação do *joystick* para a elevação da carga, consiste em enviar impulsos elétricos para o motor elétrico (S1) e para os solenoides das válvulas direcionais Vd2 ( $y2+y3$ ).

Para realizar a descida da carga, os impulsos elétricos serão dirigidos para o solenoide da válvula direcional Vd1 ( $y1$ ) e, novamente, para os solenoides das duas direcionais Vd2 ( $y2+y3$ ).

Na figura 130, mostramos a foto de catálogo do *joystick* de três posições (subida, neutro e descida) do fabricante *Schneider Electric*, gama *Harmony XB4*, referência XD4PA22. O catálogo deste fabricante pode ser entrado no distribuidor Gustavo Cudell, [55].



Figura 130 - Foto do controlador manual tipo *joystick* de 3 posições, 2 sentidos, *Harmony XD4PA22*, [55].

## 7.20 Conclusões

O estudo do funcionamento do *Stacker*, no que concerne ao circuito hidráulico, teve em consideração a eficiência energética, no sentido de ver aumentados, o mais possível, os ciclos de carga das baterias elétricas.

Assim, foi recusada, logo à partida, a tradicional solução de recirculação de retorno ao depósito na ausência dos tempos de elevação, ou seja, o motor elétrico estar sempre a funcionar com o correspondente desperdício de energia.

No esquema hidráulico que adotamos, o motor elétrico só funcionará quando for necessário elevar a carga. Em todos os outros tempos de operação do *Stacker* (tempos de movimentação em translação, tempos de espera com ou sem a carga nivelada e tempos da descida da carga) o motor estará desligado.

A subida da carga tanto poderá ser comandada pela botoneira da pegadeira, como pelo acionamento manual com recurso a *joystick*. Este último funcionará enviando impulsos elétricos aos solenoides das válvulas do tipo “ $S1+y2+y3$ ” para subir.

A descida da carga é realizada pela ação da gravidade e comandada também pela botoneira da pegadeira, e/ou pelo *joystick*, que envia impulsos elétricos do tipo “ $y1+y2+y3$ ”.

Os sistemas de segurança adotados estão de acordo com as recomendações impostas pelo DL n.º103/2008 de 24 de junho e pela Norma *NP EN 1726*.

Em todas as transmissões de energia existem perdas. O mesmo é dizer que parte da energia não chega ao destino. Em hidráulica, a principal causa da perda de energia é a resistência ao deslocamento do fluido nas condutas, devido ao atrito. Sabemos que parte da pressão inicial é utilizada para vencer o atrito. Esta perda de pressão é designada por perda de carga e depende do débito, do diâmetro dos tubos, da rugosidade das paredes internas dos tubos, das curvas (acessórios e quantidade utilizada na instalação), da natureza do deslocamento do fluido (linear ou turbulento), do comprimento dos tubos e da viscosidade do fluido.

Este projeto não contempla o estudo das perdas de carga na instalação hidráulica, pelo que se recomenda um estudo mais aprofundado desta matéria em trabalhos futuros.

Destacamos que, o circuito hidráulico poderá ser aperfeiçoado através da realização e teste em protótipo.

# Capítulo 8

## 8. Projeto elétrico e de sistemas de controlo: Memória de cálculo, descritiva e justificativa

### 8.1 Baterias de tração

A bateria de tração é a principal fonte de energia de um veículo elétrico, pelo que desde a fase inicial deste projeto, que nos foi possível perceber que as baterias são elementos de extrema importância. Destas está dependente o fornecimento da energia necessária às funções vitais de operação e locomoção do *Stacker*, pelo que requereu uma escolha criteriosa.

Todos os órgãos deste veículo de elevação de carga foram dimensionados para serem alimentados por corrente contínua (*DC*), à tensão de 24 V.

A capacidade das baterias e a respetiva autonomia é muito variável dentro da gama de veículos industriais existentes no mercado. Normalmente, as baterias são fornecidas em separado e opcionalmente escolhidas pelos clientes, em função do tipo de serviço e grau de desempenho esperado para o equipamento.

Existem inúmeras soluções e tecnologias de baterias disponíveis no mercado, sendo que algumas ainda se encontram em desenvolvimento e aperfeiçoamento. Os respetivos custos são também muito variáveis. Por esse motivo, geralmente no custo de aquisição de um *Stacker*, não se contempla o custo das baterias.

As baterias mais baratas e convencionais, neste tipo de veículos industriais, é a que utiliza a tecnologia chumbo-ácido na respetiva construção. A longevidade prevista para este tipo de baterias é de três anos.

As principais razões da sua elevada aplicação e utilização são o custo relativamente baixo, a elevada facilidade de obtenção das matérias-primas constituintes (chumbo e enxofre), a facilidade de fabricação e as características eletroquímicas favoráveis ao armazenamento de energia.

Após alguma pesquisa e contato com clientes que adquiriram *Stackers* de natureza similar (ver ANEXO II), percebemos que o principal motivo de “insatisfação” na utilização deste tipo de veículo industrial se prende com a baixa autonomia, cerca de 6 horas de trabalho em contínuo, para um carregamento completo também de cerca de 6 horas.

Constatou-se que, em alguns casos, as baterias de chumbo-ácido necessitavam de cada vez mais tempo para carregar na sua totalidade, devido ao “efeito de memória”. O tempo de autonomia também vai diminuindo, à medida que este efeito se vai agravando com os sucessivos carregamentos.

Uma versão mais atual das baterias chumbo-ácido é a bateria *VRLA* (*Valve-Regulated Lead-Acid*). Esta bateria difere das baterias tradicionais por dispor de uma caixa hermética e regulada por uma válvula de segurança, que não permite, no uso normal, a evaporação da porção aquosa

do eletrólito, a qual implicaria a necessidade de se completar o seu nível com água destilada. Não deixam de ter um eletrólito a inundar as placas, tal como outras baterias, porém não têm manutenção.

Outro tipo de tecnologia utilizada em baterias é a de Níquel-Cádmio (*NiCd*), conhecidas pela vantagem da sua portabilidade. São baterias de reduzidas dimensões com boa capacidade de acumulação de energia.

O seu uso entrou em declínio devido a problemas ecológicos, pelo impacto nefasto no meio ambiente do cádmio contido na bateria. Além disso, este tipo de baterias é muito sensível ao chamado “efeito de memória”, porque a bateria tende à formação de cristais (dendritos) no eletrólito, sempre que sofre recarga antes de se ter atingido a descarga completa. Assim, a capacidade de armazenar energia na bateria é progressivamente reduzida devido à existência destes cristais.

Uma alternativa, mais eficiente a estas últimas, é a bateria de Níquel-Metal-Hidreto (*NiMH*). Estas baterias ganham em capacidade de armazenamento de energia, não apresentam problemas de “efeito de memória” e não têm o inconveniente da toxicidade do cádmio.

As baterias *NiMH* foram as primeiras baterias utilizadas nos veículos automóveis híbridos (por exemplo: *General Motors*, *Toyota* e *Honda*).

Atualmente, as baterias de lítio são as mais promissoras nas aplicações portáteis e industriais. Possuem muito alta capacidade de armazenar energia, não são tóxicas, e não sofrem o efeito de memória. Podem trabalhar a temperaturas próximas da temperatura ambiente e são recarregáveis em muito pouco tempo.

Um aspeto comparativo dos rácios “Trabalho produzido / Maior dimensão da bateria” vs “Trabalho produzido/ Peso da bateria” para várias tecnologias de baterias de tração, pode ser visualizado na Figura 131, [58].

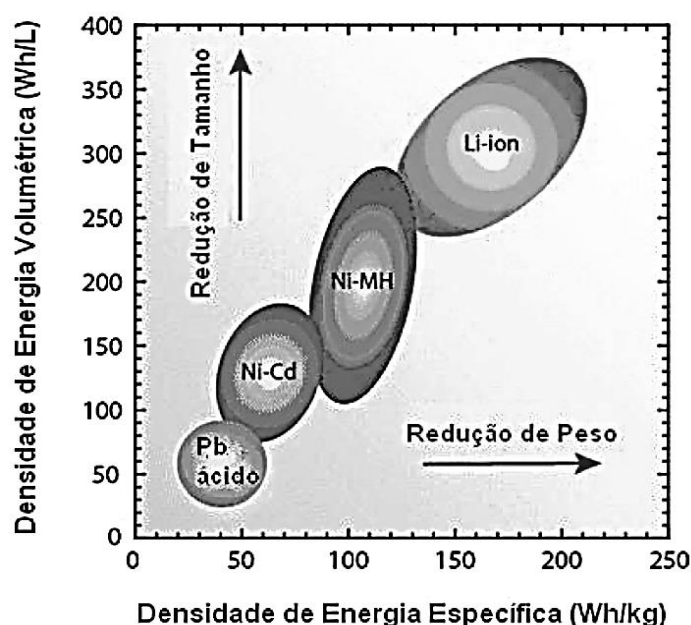


Figura 131 - Evolução da tecnologia das baterias, [58].

Conforme se observa na Figura 131, a bateria de lítio apresenta a melhor redução de tamanho e a melhor redução de peso em comparação com as restantes baterias.



A designação *Li-ion* diz respeito à numerosa família de subtipos de baterias de lítio.

São de destacar, conforme os materiais utilizados nos ânodos e nos cátodos, as seguintes baterias de tração com a tecnologia *Li-ion*:

- (NCA) Lítio-Níquel-Cobalto-Alumínio;
- (NMC) Lítio-Níquel-Manganês-Cobalto;
- (LMO) Lítio- Manganês-Spinel;
- (LTO) Lítio-Titânio;
- (LFP) Lítio-Ferro-Fosfato.

Na figura 132, [58], apresenta-se um estudo comparativo destas cinco baterias com tecnologia *Li-ion*, no que respeita a energia específica, potência específica, segurança, desempenho, ciclo de vida e preço.

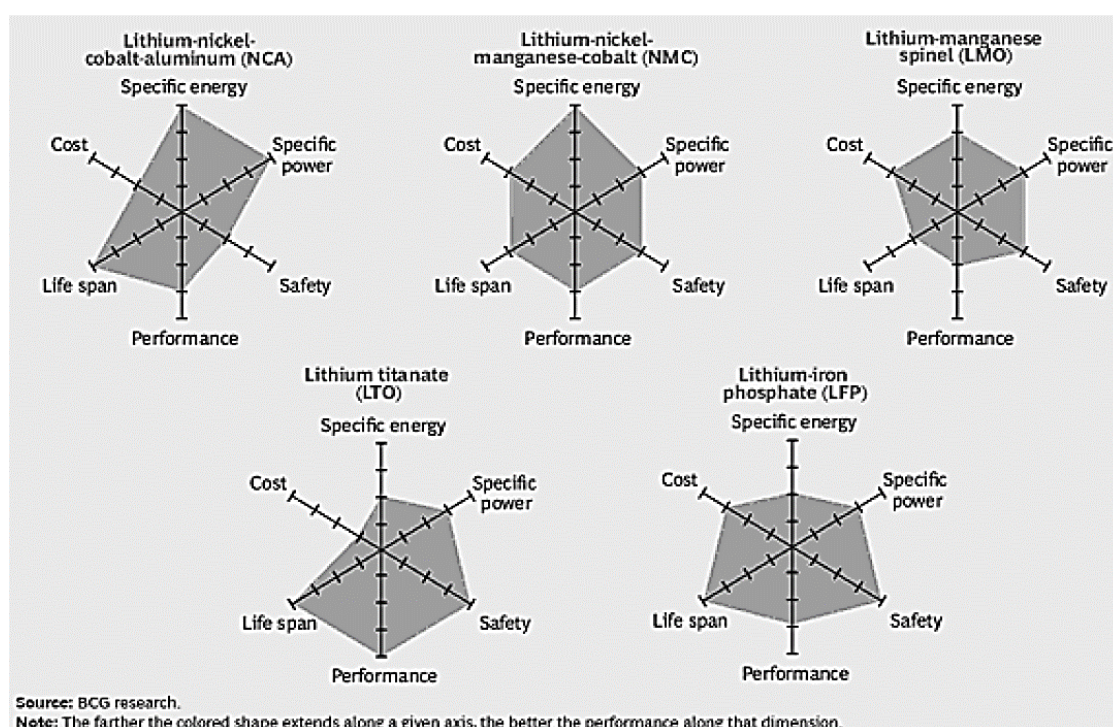


Figura 132 - Estudo comparativo das baterias *Li-ion*, [58].

As baterias *Li-ion*, que contêm cobalto, nunca foram utilizadas em módulos de grande energia, devido à dificuldade de se controlar a carga e a descarga e, também, aos riscos associados de explosão.

As baterias *Li-ion*, que contêm fosfato, são uma alternativa mais interessante, em relação às anteriores, por serem mais seguras.

As baterias *Li-ion*, com titânio, por sua vez, possuem uma vida com elevado número de ciclos (20000 ou 20 anos) podendo funcionar numa gama de temperaturas muito interessante: -50°C a +75°C. Têm potência específica bastante elevada (4 kW/kg), baixo tempo de carregamento e não apresentam qualquer risco de explosão.

Estas baterias têm uma tecnologia mais recente e, algumas ainda estão em desenvolvimento, prevendo-se grande evolução num futuro próximo, com vista a tornarem-se mais competitivas.

Neste momento, o seu grande inconveniente é o preço, para potências comparáveis às baterias de chumbo-ácido.

Todavia, constata-se grande evolução da sua aplicação ao longo dos últimos anos, com grande potencial de utilização previsto para as próximas décadas, razão pela qual consideramos que num futuro próximo os *Stackers* terão estas baterias incorporadas. Esta afirmação é baseada em estudos recentes, de técnicos da especialidade [58] e pode ser constatada no gráfico da Figura 133.

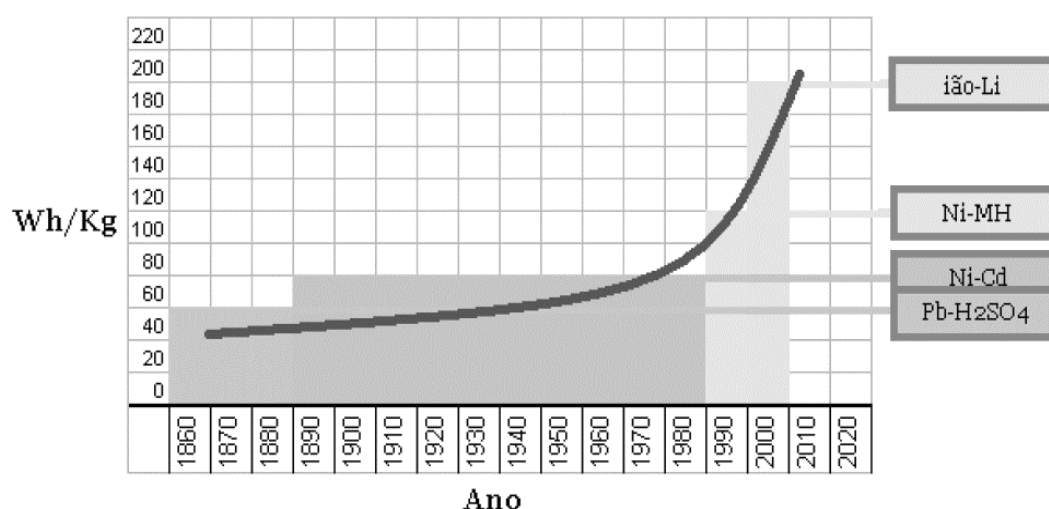


Figura 133 - Crescimento da aplicação em veículos, de vários tipos de baterias, [58].

Devido às suas reduzidas dimensões, ao elevado ciclo de autonomia e rápido recarregamento, entendemos que as baterias *Li-ion* seriam as baterias mais adequadas para equipar o *Stacker* do projeto em estudo.

Assim, contactamos a empresa EFACEC, S.A. (Divisão de Transportes), que atualmente desenvolve tecnologias inovadoras de carregamento rápido de baterias *Li-ion* para a indústria automóvel. Os carregadores são dimensionados em função da capacidade e da potência das baterias.

Com a colaboração do engenheiro Pedro Moreira da Silva da EFACEC, foi possível estabelecer contato com um dos seus parceiros de negócio: a empresa japonesa *HitachiChemical*, fabricante de baterias.

Assim, foi possível estudar, em conjunto, uma aplicação de baterias de lítio, 24 V/315 Ah, para o *Stacker* deste projeto, e que foi apresentada a 2 de maio de 2013 nas instalações da EFACEC, pelo engenheiro Yasuyuki Watanabe da *HitachiChemical Shin-Kobe*.

Não foi autorizada a inclusão nesta dissertação da proposta apresentada, quer técnica, quer financeira, por razões de confidencialidade pedida pela empresa japonesa. Não obstante, poderemos indicar que a proposta contém quatro hipóteses de baterias, tendo-se constatado que a proposta de bateria CH75-6 é a que melhores resultados apresenta para o tipo de aplicação em *Stacker*.

Esta bateria carrega na totalidade em apenas 50 minutos e apresenta um ciclo de vida esperado de 4000 ciclos. Tal representa uma longevidade, no ciclo de funcionamento de um *Stacker*, superior a 10 anos.

A referida bateria fornece, normalmente, a intensidade de corrente de 225 A (300 A em curtos períodos), o que é suficiente para o motor hidráulico de elevação que requer 200 A para operar.

Uma grande dimensão das baterias constitui um constrangimento à menor dimensão pretendida para o *chassis* do *Stacker*, conforme se definiu no anteprojecto, através da Figura 49.

Note-se, todavia, que a dimensão reduzida de 228 x 475 x 151 mm do bloco de baterias, 24 V/315 Ah, com apenas 23 kg, fazem deste projecto uma possibilidade real e exequível, sendo adequada às dimensões pretendidas para o *chassis*, cuja largura não se pretendia igual ou superior a 650 mm.

No entanto, o elevado custo de aquisição associado a esta nova tecnologia (*Li-ion*, *CH75-6* da *HitachiChemical Shin-Kobe*), tem um impacto muito significativo no custo global do *Stacker* projectado, o que o torna, a curto prazo, pouco competitivo com outras soluções existentes no mercado.

Embora a referida bateria seja, na nossa opinião, a melhor solução técnica, quer por questões relacionadas com a redução dimensional do *chassis* do *Stacker*, quer no que respeita a eficiência energética, autonomia, potência, segurança, durabilidade, entre outras, os constrangimentos de natureza económica fizeram-nos equacionar e propor uma solução com menor custo de aquisição.

As baterias chumbo-ácido estão amplamente testadas em *Stackers* e podem ser adquiridas com relativa facilidade em diversos fornecedores/distribuidores nacionais, a menores custos de aquisição face às restantes tecnologias abordadas ao longo deste texto.

Assim, foi escolhida a bateria ED7 da Autosil [59], conforme se apresenta nas Figuras 134 e 135, com 35,8 kg.

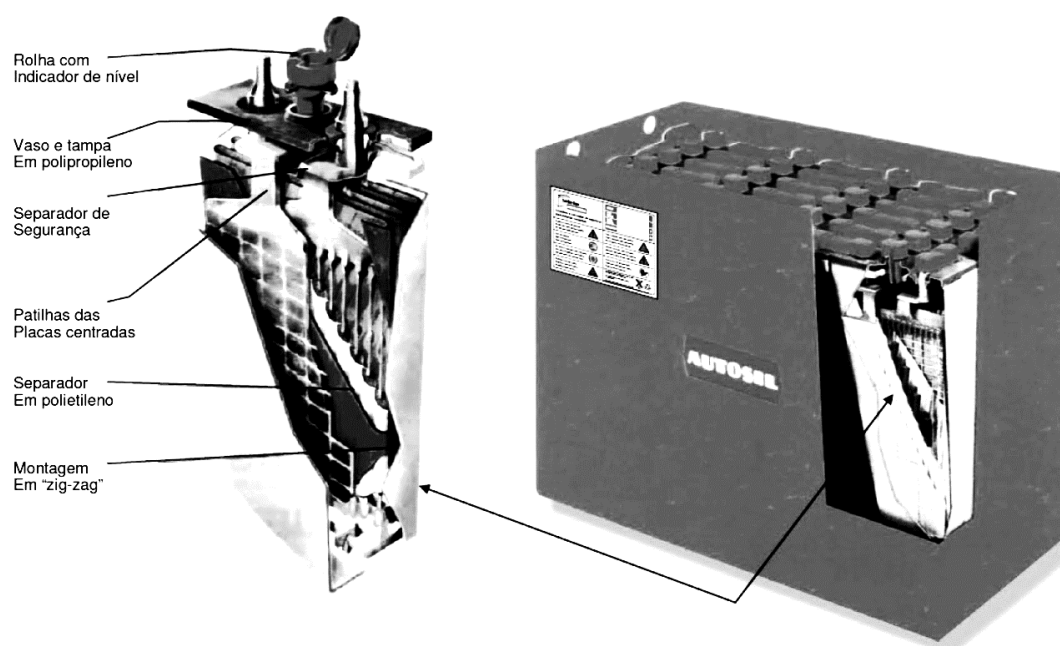


Figura 134 - Bateria industrial de tração - Tecnologia chumbo-ácido; (à esquerda) Elemento de 2V por placa; (à direita) Cofre metálico de montagem das células em série, [59].



Figura 135 - Bateria industrial de tração - Tecnologia chumbo-ácido; Pormenor das ligações das células, [59].

Estas baterias apresentam a particularidade de serem formadas por elementos de 2V de placa tubular chumbo-ácido aberto (com manutenção) de montagem em série. Assim, para a capacidade de 24V/315Ah, essencial ao funcionamento do *Stacker*, são necessários 12 elementos ligados entre si.

A configuração de montagem das células em série pode assumir diferentes combinações, por solicitação do cliente, em função do volume de alocação disponível nos equipamentos.

Normalmente, estes elementos de 45 x 198 x 472-495 mm (na bateria referência ED7) são montados numa caixa de cofre metálica antiácida, revestida com polipropileno, cujas dimensões são 212 x 552 x 600 mm, podendo, no entanto, a caixa de baterias ser realizada por medida.

Os elementos das baterias são ligados por terminais roscados com parafusos e ligações em borracha flexível, conforme se pode observar na Figura 135.

A associação em série das células da bateria contem um terminal de entrada e um terminal de saída, os quais são ligados a um conector macho descrito no ponto seguinte.

As baterias compostas por elemento de 2V apresentam um tempo de vida estimado de 1500 ciclos, ainda assim, melhores na tecnologia chumbo-ácido comparativamente às de monoblocos de 6V, cuja longevidade é de apenas de 400 ciclos de utilização.

Para melhor compreensão da bateria e acessórios de ligação, recomenda-se a consulta do ANEXO VII.

Comparando as propostas de baterias apresentadas, para a tecnologia chumbo-ácido e para a de *Li-ion*, na mesma gama de operação 24 V/315 Ah, é possível constatar o seguinte:

- A bateria de *Li-ion* apresenta 64,4 % do peso da bateria chumbo-ácido, ou seja, esta última é 1,56 vezes mais pesada que a primeira;

- A bateria de *Li-ion* apresenta 4000 ciclos de longevidade enquanto a bateria chumbo-ácido apresenta apenas 1500, ou seja, esta última tem um ciclo de vida esperado de 37,5% do que o previsto para a primeira. Assim, para as mesmas condições de utilização prevê-se uma duração de 10 anos para a bateria de *Li-ion* e (no máximo) de 3,75 anos para a de chumbo-ácido;

- O volume ocupado pela bateria de *Li-ion* é, aproximadamente, 23,3 % do volume ocupado pela bateria chumbo-ácido, o que representa um ganho de redução de volume de 76,7 % face a esta última;

- O custo da bateria de *Li-ion* é, aproximadamente, 2,7 vezes superior à da bateria de chumbo-ácido;

- O tempo de carregamento, para um ciclo completo, de uma bateria *Li-ion* é de 50 minutos, o que representa apenas 13,8 % do tempo necessário para a bateria chumbo-ácido, ou seja, esta última precisa de mais 86,1 % do tempo que a primeira para carregar à capacidade máxima.

Do ponto de vista do cliente final, a opção por baterias de chumbo-ácido torna-se mais vantajosa como investimento inicial de aquisição de um *Stacker*. Contudo, admitindo um ciclo de vida e de utilização do equipamento a 10 anos, constata-se que serão necessárias, pelo menos, três substituições de baterias chumbo-ácido ao longo desse período.

A avaliação do custo do equipamento com baterias *Li-ion*, a 10 anos, é equivalente ao custo do *Stacker* com baterias chumbo-ácido.

Se, aos custos de aquisição, forem adicionados os custos diretos de manutenção e os custos indiretos associados a tempos de inoperacionalidade, diminuição do rendimento e ineficiência do veículo associados à utilização e manutenção das baterias chumbo-ácido, o custo poderá ser, até significativamente superior.

Assim, demonstra-se que as baterias *Li-ion* contribuem para o aumento da fiabilidade e disponibilidade operacional quando aplicadas num *Stacker*.

Pelas razões anteriormente mencionadas, acreditamos que, a médio prazo, os veículos industriais, em geral, venham a incorporar esta tecnologia.

Por outro lado, a procura crescente por baterias *Li-ion* dadas as vantagens apresentadas tem potenciado a minimização dos custos de produção, prevendo-se uma tendência para custos futuros mais vantajosos. Isto permitirá, fabricar veículos industriais mais pequenos e ajustados aos tipos de trabalho, mas com potências e desempenhos esperados equivalentes aos atuais já existentes, ficando a configuração dos veículos dependentes quase exclusivamente da respetiva estabilidade estrutural em serviço.

Na nossa opinião, deveriam existir duas opções de projeto, apenas diferindo no aspeto do *chassis*, contemplando a possibilidade de utilização de baterias chumbo-ácido ou de *Li-ion*.

## 8.2 Conector da bateria e carregador exterior

Um conector ou “chave de terminais” estabelece, no *chassis* do *Stacker*, o contato entre os bornes da bateria e o circuito elétrico do equipamento. Funciona como corte geral de corrente elétrica, quer para desligar o equipamento em situações correntes, quer para situações de emergência, constituindo um elemento de segurança obrigatório.

Este conector apresenta a configuração “macho” e acompanha sempre a bateria, mesmo quando esta é substituída por outra similar. As baterias de substituição têm sempre o seu conector próprio com a mesma configuração.

O conector também serve para estabelecer a ligação com os terminais do carregador externo.

Os conectores de dois polos escolhidos são da *Anderson Power* [60] e, para a tensão de alimentação de 24 V, apresentam a cor vermelha. A representação dos conetores é ilustrada na Figura 136 e no Anexo VI.

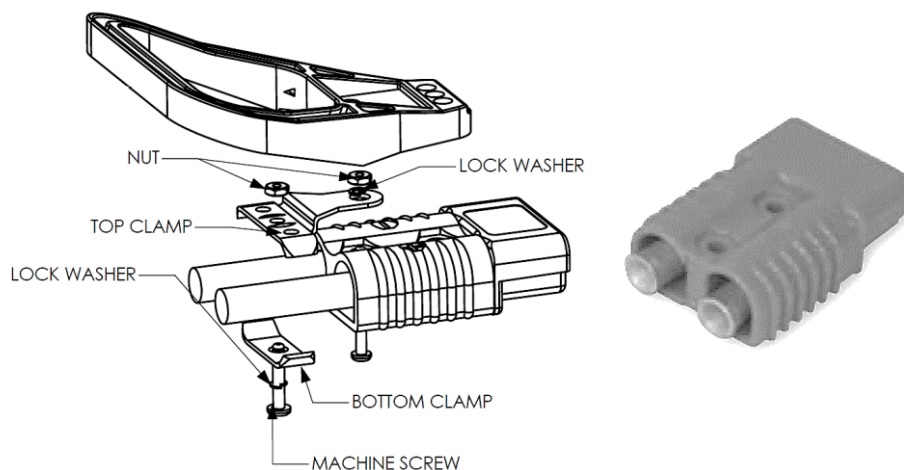


Figura 136 - desenho e foto de conector de baterias: corte geral  
- da marca *Anderson Power* para 24 V, [60].

O carregador externo da bateria, que não faz parte deste projeto, deverá ter capacidade para fornecer num curto espaço de tempo, em segurança, a carga a 24 V, para reposição do estado operacional da bateria.

Dependendo do nível de utilização do *Stacker*, poderá ser recomendável a existência de um conjunto de baterias de substituição, para utilização nos períodos de carregamento, de forma a aumentar a disponibilidade operacional do equipamento.

### 8.3 Ligação e Corte geral de corrente por chave

No corpo do *chassis* deverá ser incorporado um sistema elétrico de ativação/desativação geral da corrente elétrica mediante chave. Trata-se de um dispositivo de segurança de ação ON/OFF.

A ativação por chave, por si só, não permitirá deslocar o equipamento em translação, nem movimentar verticalmente a carga, ou seja, serão necessárias instruções de comando via pegadeira e *joystick*, respetivamente, para se obterem esses efeitos.



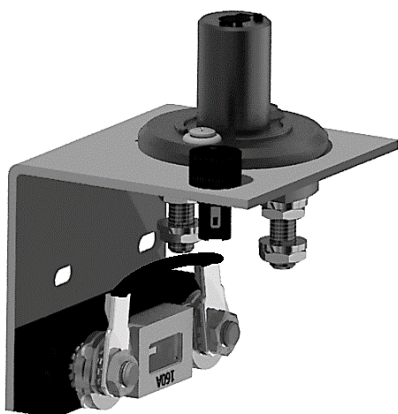


Figura 137 - Geral ON/OFF por chave.

Trata-se de um sistema comum e de fácil acesso no mercado para compra/aquisição. A incorporação deste sistema de ligação e corte geral de corrente por chave incorporação pode ser consultada no ANEXO VI.

#### 8.4 Comandos da pegadeira e controladores instalados

Uma das principais características diferenciadoras dos *Stackers* elétricos, face aos demais veículos industriais, reside no facto de os comandos de condução e, opcionalmente, os de movimentação da carga serem realizados por meio de uma pegadeira.

A pegadeira encontra-se apoiada sobre um braço longo, o qual articula no eixo de direção da roda motriz.

Nesta componente são incorporados botões de acionamento manual e ativação elétrica, bem como alguns dispositivos de segurança obrigatórios e/ou opcionais.

A pegadeira encontra-se representada na Figura 138, onde são assinaladas um conjunto de funções, numeradas de F1 a F8, a seguir descritas (mais detalhes pode ser consultado o ANEXO VI).

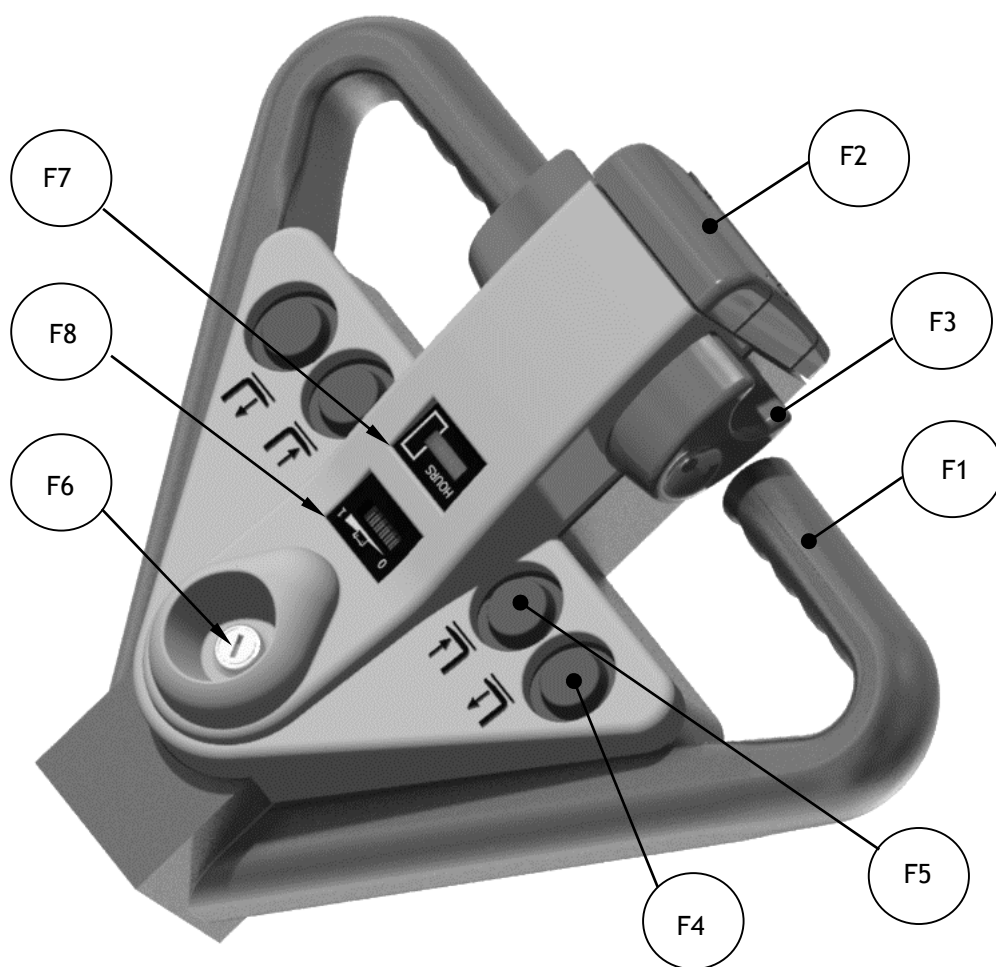


Figura 138 - Aspetto geral de uma pegadeira com comandos.

Conforme indicado, a pegadeira contém as seguintes funções:

- F1 - Função manípulo de condução;
- F2 - Função segurança / inversor de velocidade e buzina;
- F3 - Função de regulação de velocidade;
- F4 - Função de elevação;
- F5 - Função de descida;
- F6 - Função corte-de-chave: corte/ativação de corrente das funcionalidades da pegadeira;
- F7 - Função indicação de carga das baterias;
- F8 - Função contadora de horas de utilização (horímetro).



### Função manípulo de condução (F1)

Os dois manípulos da direção (ver Figura 139) com forma ergonômica têm por função permitir a realização das manobras necessárias à condução e à articulação do *Stacker*.

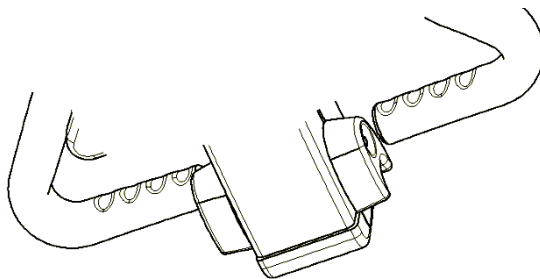


Figura 139 - Manípulos da pegadeira.

### Função segurança / inversor de velocidade e buzina (F2)

A pegadeira, quando está em funcionamento, assume uma posição próxima da horizontal, isto é, a altura dos manípulos está ao nível do peito do operador.

Na extremidade da pegadeira, está incorporado um dispositivo de alarme por buzina (F2.2) e um dispositivo de segurança para rápida inversão de marcha do veículo (F2.1), por forma a evitar o entalamento do operador entre o veículo e possíveis obstáculos na sua retaguarda.

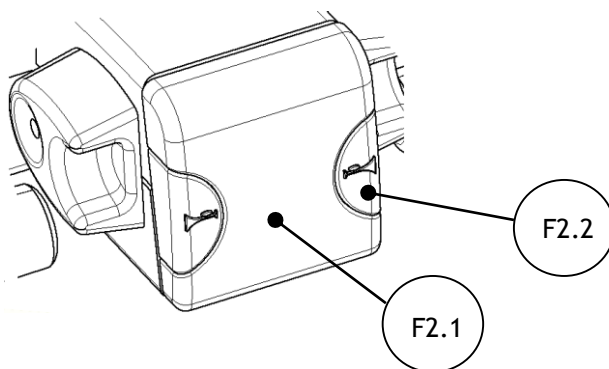


Figura 140 - Dispositivos de segurança da pegadeira.

A função de segurança (F2.2) é apenas de alerta por sinal sonoro.

A função de segurança (F2.1) é de inversão de marcha do veículo e, também, de emissão de sinal sonoro de alerta, que ocorre em caso de contato do operador com a superfície assinalada, destinando-se a evitar possíveis acidentes por entalamento.

Estas funções são de extrema importância, pois no percurso de movimentação e elevação de carga é necessário informar da presença do *Stacker*, de modo minimizar o risco de acidentes de trabalho, em resultado de colisões entre pessoas e/ou veículos.

### Função de regulação de velocidade (F3)

A função de comando da velocidade, em translação, do veículo é acionada por um conjunto de dois botões de dedo limitados pelo curso em rotação de uma mola que roda em torno do eixo onde se posicionam os botões.

Esta função está representada nas Figuras 138 e 141.

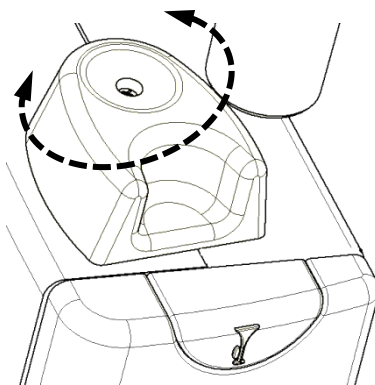


Figura 141 - Comando de regulação da velocidade em translação.

A regulação da velocidade em translação é assegurada por um controlador, do tipo proporcional, incorporado na dedeira da pegadeira. A ação de controlo em velocidade do veículo é efetuada através de um acelerador analógico, o qual fornece uma saída em tensão entre 0 e 5V. A ação em tensão é proporcional à posição do acelerador para a interface com a velocidade do motor e controladores.

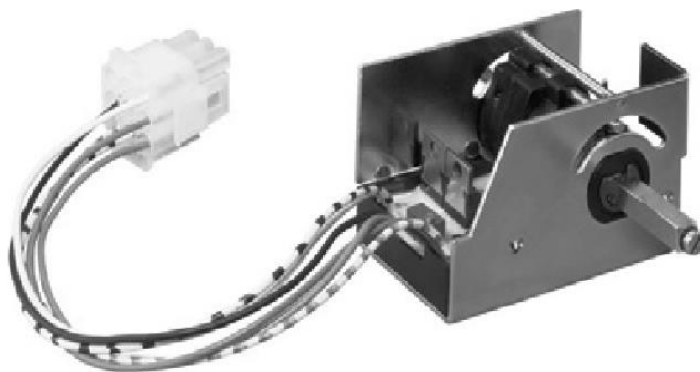


Figura 142 - Controlador proporcional, [61].

O controlador proporcional, representado na Figura 142, é incorporado na pegadeira.

### Função de elevação / Função de descida (F4/F5)

A função de elevação e descida do carro porta-garfos e da carga pode ser realizada através de botões de comando na pegadeira. Trata-se de um comando opcional na aquisição, uma vez que no corpo do *Stacker* é montado um comando manual de alavanca (*joystick*).

Este comando apresenta a vantagem de permitir ao operador executar as instruções de comando, necessárias à laboração, sem largar a pegadeira.

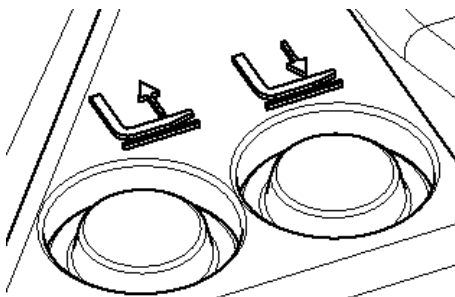


Figura 143 - Botoneira de subida/descida de carga.

### Ligação e Corte local de corrente por chave (F6)

As funções de comando da pegadeira podem ser ativadas e desativadas localmente, por chave, através de um controlador de corrente ON/OFF.

A ligação e corte local de corrente por chave constitui um dispositivo adicional de segurança do veículo, que poderá ser incorporado opcionalmente. É uma funcionalidade de segurança secundária, que permite ligar e desligar todas as funcionalidades incorporadas da pegadeira.

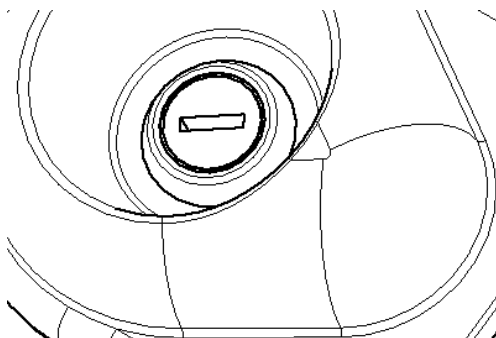


Figura 144 - Controlador secundário ON/OFF por chave.

### Função indicação de carga das baterias (F7)

A indicação de carga nas baterias é incorporada, por regra, junto da bateria ou carregador no chassis do veículo. A incorporação deste dispositivo na pegadeira constituiu, por isso, uma opção.

Este dispositivo tem grande utilidade, pois permite identificar o nível de consumo, a necessidade de carregamento e, ainda, a indicação de carga completa depois de completado o ciclo de carregamento da bateria.

Este dispositivo é constituído por um LED de 10 barras, o qual exhibe a condição de carga de forma sucessiva, ou seja, barra por barra do cheio ao vazio.

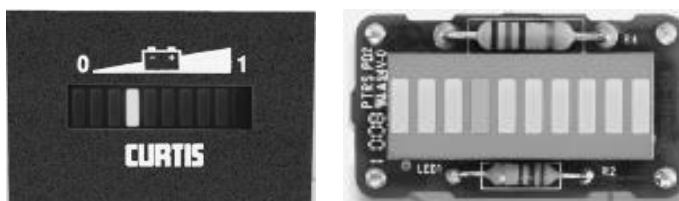


Figura 145 - Indicador de carga nas baterias, [61].

### Função contadora de horas de utilização (F8)

Para realizar a função de contagem das horas de utilização, é necessária a incorporação de um horímetro, [62]. Esta funcionalidade é importante para os utilizadores do *Stacker* e para os técnicos de manutenção. O horímetro é especialmente necessário para efetuar leituras e registo dos tempos de utilização, nomeadamente durante a troca de baterias, agendamento das inspeções periódicas de manutenção, de garantia, bem como controlo de tempos para efeitos de medição dos níveis de utilização por empresas de “renting” ou aluguer do equipamento.



Figura 146 - Horímetro da marca Curtis, [62].

## 8.5 Controlador de velocidade

O controlo da velocidade da roda de tração pode ser afinado mediante a aplicação de um variador de velocidade eletrónico, que serve para regular e limitar a velocidade em translação do veículo. Este dispositivo permite prever o controlar de forma mais eficiente a velocidade e a frenagem, permitindo que o deslocamento do veículo seja suave e silencioso, em função do tipo de aplicação desejada para o *Stacker*.

O controlador de velocidade é programável e usado, maioritariamente, por razões de segurança.

No caso de, em estudos futuros, estar prevista a aplicação de uma plataforma de transporte no *chassis*, para condutor apeado, o referido controlador é um componente fundamental pois permite estabelecer duas gamas velocidade limite do veículo, uma para condução sobre plataforma e outra para condução apeada.

O controlador mais adequado deve ser escolhido com base em aconselhamento técnico especializado [62] e mediante teste de utilização.

Na Figura 147 apresentamos um variador de velocidade para *Stacker*.



Figura 147 - Variador de velocidade *Curtis*, [62].

A incorporação do controlador de velocidade pode ser consultada no ANEXO V.



# Capítulo 9

## 9. Manual de operação: normas de segurança para utilização do *Stacker*

A utilização de um *Stacker*, tal como sucede em outros veículos destinados à movimentação e elevação de carga, carece de precauções e respeito por medidas de segurança que devem constar de um “Manual de Operação”. O seu fornecimento é obrigatório no momento da comercialização do equipamento, conforme as indicações prescritas pelo fabricante e/ou projetista.

No fornecimento do veículo ao cliente final deve constar do Manual deste, os seguintes documentos:

- Declaração CE de conformidade;
- Placa sinalética com legenda de utilização e avisos importantes de segurança na frente e parte posterior do veículo;
- Texto descritivo dos objetivos do manual;
- Breve descrição do equipamento e funcionalidades operatórias;
- Principais elementos constituintes do equipamento;
- Identificação de todos os comandos;
- Instruções de display e dos comandos;
- Esquema hidráulico;
- Esquema elétrico;
- Manutenção;
- Precauções de segurança.

A condução e manipulação do *Stacker* requer cuidado, atenção e concentração por parte do operador do equipamento.

De seguida enumeramos um conjunto de obrigações/recomendações que traduzem as boas práticas para manuseio e laboração com *Stacker*, em segurança, devidamente adaptadas ao projeto aqui desenvolvido:

- O *Stacker* deve ser utilizado apenas por pessoas com formação teórica adequada no que concerne às condições de operação, manuseamento e de trabalho em segurança, bem como treino prático para uma correta utilização do equipamento. A classificação “de pessoal autorizado”, só deverá ser concedida a indivíduos com formação adequada;
- Não é permitido permanecer nem circular por cima dos garfos;

- Em caso de carga elevada, não permanecer nem passar por debaixo dos garfos;
- O condutor do *Stacker*, como principal responsável pelo equipamento, não deve tocar, nem se debruçar, nem tão pouco, tentar alcançar o lado oposto através do mastro. Também não deve permitir que alguém o faça;
- Para evitar acidentes, não é recomendável o transporte de pessoas. Todos os *Stackers* são concebidos apenas para um operador, não para o transporte de passageiros;
- Salva-guarde-se, no entanto, a possibilidade de elevação de uma plataforma de trabalho (acessório do equipamento), para utilizações esporádicas, desde que no projeto do *Stacker* tenha sido prevista a respetiva incorporação do acessório e, este último, tenha sido devidamente projetado e concebido para o efeito, conforme o DL N.º 103/2008 de 24 de junho. Todavia, ressalva-se, que o transporte com passageiro é, em todo caso, desaconselhado.
- A utilização ou manutenção inadequadas do equipamento podem causar ferimentos graves ou fatais;
- Os serviços de manutenção ou reparação devem ser realizados apenas por pessoal especializado, a menos que tenha existido formação quanto aos procedimentos de manutenção a adotar ou se esteja devidamente preparado;
- As normas de projeto e de conceção preveem a neutralização de zonas potenciais de contato com o operador, sobretudo peças em movimento. Todavia, é recomendável vestir roupa adequada para o trabalho, pelo que não devem ser usadas roupas ou adornos largos ou soltos que possam ser apanhados por peças em movimento;
- O *Stacker* apenas deve ser utilizado nas zonas autorizadas, em respeito pelas normas de higiene e segurança;
- Em fábricas, armazéns ou unidades de logística, devem respeitar-se as fachas amarelas destinadas à circulação dos peões e veículos, devendo-se evitar a transposição das áreas de armazenagem, onde podem existir obstáculos perigosos;
- Na presença de outros veículos e/ou pessoas em circulação, ou na transição para zonas de fraca visibilidade deve ser reduzida a velocidade e emitido um sinal sonoro (acionar buzina) de alerta para a presença ou aproximação do *Stacker* em movimento;
- As manobras devem ser realizadas com especial cuidado nos cruzamentos e desníveis de pavimento. Estas zonas devem ser devidamente sinalizadas e, sempre que possível, deve proceder-se à colocação de espelhos;
- Todos os sinais de trânsito e / ou sinalização de segurança devem ser criteriosamente respeitados;



- Ao carregar ou descarregar um caminhão ou outro veículo de transporte de mercadorias, deve assegurar-se que a plataforma de passagem (transição interior para o exterior) é suficientemente resistente para a passagem do *Stacker*;
- O pavimento deve ser resistente e não deverá possuir irregularidades significativas;
- O *Stacker* deve ser inspecionado antes de qualquer utilização;
- Curvar em rampa ou em superfícies inclinadas, constitui perigo de capotamento;
- Nas cargas e descargas das paletes com mercadorias, sobretudo em zonas de estantes, deve confinar-se o movimento linear dos garfos (não proceder em rotação);
- Não utilizar um *Stacker* danificado ou avariado;
- Não arrancar se alguém se encontrar na proximidade do veículo;
- Deve-se evitar que a carga fique descentrada;
- Não se deve elevar qualquer carga que não esteja segura e/ou seja mais alta que a extensão do encosto;
- Movimentar apenas cargas estáticas;
- Nunca elevar carga superior à capacidade máxima de transporte do *Stacker*, a qual se encontra indicada no exterior do veículo através de placa sinalética da carga máxima de transporte;
- A carga a elevar deve estar sempre devidamente equilibrada e o operador deve conhecer o seu centro de gravidade;
- A carga deve ser acondicionada o mais próximo possível da extensão de encosto;
- Quando não está a ser utilizado, o *Stacker* deve ser devidamente arrumado. Para o efeito, os garfos devem estar sempre protegidos (ex.: colocados numa paleta), de modo a não constituírem fator de risco de queda para os colaboradores.
- Não arrumar o *Stacker* em arcas frigoríficas ou ambientes com temperaturas inferiores a -5°C;
- É obrigatório o uso de calçado de proteção e luvas. As operações de levantamento e descida da carga devem ser efetuada com especial atenção, de modo a evitar o entalamento e o esmagamento dos membros;
- Em caso de carga/descarga de mercadorias em estantes elevadas recomenda-se a não existência de mercadorias ao nível do chão. A existir, recomenda-se o respetivo

condicionamento sobre paletes, bem como necessário alinhamento com a paletes do nível de elevação.

# Capítulo 10

## 10. Notas finais: Possíveis modificações e desenvolvimentos futuros

Esta Dissertação constitui uma primeira abordagem ao Projeto de um *Stacker* inovador, o qual carece, naturalmente, de aperfeiçoamentos futuros. Algumas soluções encontradas são melhor perceptíveis por consulta dos desenhos técnicos, apresentados no ANEXO VI.

O *chassis* do *Stacker* representa um dos principais pontos de análise e desenvolvimento futuro, sendo que o “carro de reboque” deverá ser melhorado através de:

- Verificação e dimensionamento da estrutura do *chassis*, nomeadamente o esqueleto;
- Verificação das zonas de articulação com o eixo de direção da roda de tração;
- Análise das zonas de apoio e de suporte mais críticas;
- Melhoria do acesso às baterias para rápida substituição das mesmas, evitando a sua mobilidade no interior do *chassis*;
- Melhoria do *design* e ergonomia do *chassis*;
- Estudo de implantação dos componentes no interior do *chassis*, no sentido de economizar espaço e aumentar a acessibilidade aos componentes e assim melhorar a manutibilidade do *Stacker*;
- Estudo da possibilidade de implantação do depósito do fluido hidráulico na posição vertical, com o objetivo de diminuir a largura do *chassis*.

Esta Dissertação cumpriu o propósito de estudo preliminar do *Stacker* face aos requisitos impostos, estando calculados e identificados os materiais, componentes e órgão necessários ao fabrico, montagem e ensaio.

Os desenhos técnicos, bem como o esquema elétrico do *Stacker* constituem, também, pontos de desenvolvimento futuro.

No que respeita à verificação da estabilidade do equipamento, entendemos que, apenas, será possível validar os pressupostos de utilização, inicialmente definidos para este Projeto, através da realização de um modelo em escala apropriada.



# Bibliografia principal

- [1] <http://www.transporel.pt>; maio de 2013.
- [2] Logotipos retirados do catálogo comercial da empresa “Transporel”, outubro de 2001.
- [3] *Industrial Truck Association*; <http://www.osha.gov/>; maio de 2013.
- [4] <http://www.logismarket.pt>; maio de 2013.
- [5] [http://www.industrywikis.org/YourAssociationWiki/mwiki/index.php/Forklift\\_truck](http://www.industrywikis.org/YourAssociationWiki/mwiki/index.php/Forklift_truck); maio de 2013.
- [6] <http://www.ise.ncsu.edu/kay/mhetax/TransEq/IndusTr/>; maio de 2013.
- [7] <http://www.fao.org/docrep/003/r1076e/R1076E05.HTM>; maio de 2013.
- [8] <http://www.esuppliersindia.com/maglec-handling-equipments-pvt-ltd-/manual-stacker-pr1050227-sFP-swf.html>; maio de 2013.
- [9] <http://www.crown.com/usa/products/pdfs/forklift-rc-5500-brochure.pdf>; maio de 2013.
- [10] <http://www.directindustry.com/prod/mitsubishi-forklift-trucks/electric-counterbalanced-forklift-trucks-17797-38528.html>; maio de 2013.
- [11] <http://www.liftsrus.com/LiftSearch.php?LiftType=3>; maio de 2013.
- [12] <http://pdf.directindustry.com/pdf/nissan-forklift-14113.html>; maio de 2013.
- [13] <http://www.thompsonlifttruck.com/>; maio de 2013.
- [14] <http://www.abequipment.co.nz/mh%20pages/raymond.html>; maio de 2013.

- [15] <http://www.directindustry.com/>; maio de 2013.
- [16] <http://www.jungheinrich.com/>; maio de 2013.
- [17] <http://www.labour.gov.on.ca/english/hs/pubs/whmis/index.php>; maio de 2013.
- [18] <http://www.still.co.uk/low-lift-pallet-truck-fu-x-fs-x.0.0.html>; maio de 2013.
- [19] <http://www.tpub.com/aviord321/90.htm>; maio de 2013.
- [20] <http://www.genkinger-hubtex.com>; maio de 2013.
- [21] <http://www.superlift.net>; maio de 2013.
- [22] <http://www.clarkmheu.com>; maio de 2013.
- [23] <http://yesfleetmgmt.com/New-Yale-Straddle-Stacker-MSW020E.html>; maio de 2013.
- [24] <http://forklifts.findthebest.com/l/195/Hyster-W30ZC-Counterbalanced-Stacker>, maio de 2013.
- [25] <http://www.tmhne.com>; maio de 2013.
- [26] F417-031-000 (04/07), *Forklift Safety Guide, Learning the safe way to operate a forklift may save your life*, State of Washinton, DOSH - Department of Labor and Industries, Revisão: 04/01/2007; [www.LNI.wa.gov/safety](http://www.LNI.wa.gov/safety); maio de 2013.
- [27] <http://www.guialog.com.br/paletes.htm>; maio de 2013.
- [28] <http://www.rotom.pt>; maio de 2013.
- [29] <http://www.oiplastic.com>; maio de 2013.
- [30] <http://www.kaiserkraft.pt>; maio de 2013.

- [31] <http://www.ise.ncsu.edu/kay/mhetax/storEq/>; maio de 2013.
- [32] <http://www.china-rack.com/>; maio de 2013.
- [33] <http://www.bendi.co.uk/web/forklift-trucks/bendi-mini/>; maio de 2013.
- [34] [http://www.manutan.pt/rodas-e-roletes-com-piso-em-poliuretano-roletes-capacidade-de-270-a-740-kg\\_M1325-189.html](http://www.manutan.pt/rodas-e-roletes-com-piso-em-poliuretano-roletes-capacidade-de-270-a-740-kg_M1325-189.html); maio de 2013.
- [35] Catálogo R.G.P. International s.r.l., *Manufacturers of precision balls, rollers and needle rollers - “spm” super heavy duty type.*, maio de 2013.
- [36] <http://www.omnitrack.co.uk>; maio de 2013.
- [37] <http://www.lni.wa.gov/WISHA/Rules/agriculture/PDFs/307PartW.pdf>; junho de 2013.
- [38] <http://www.ottcargo.com/pt/item/8-apoio-ao-cliente/24-contentores-tipos-e-dimensoes/>; junho de 2013.
- [39] <http://www.winkel.de/>; junho de 2013.
- [40] <http://www.fag.com/>; maio de 2013.
- [41] <http://www.lubebase.com>; maio de 2013.
- [42] <http://www.skf.com>; maio de 2013.
- [43] <http://www.wheels-swivelcasters.com/Vulkollan.aspx>; junho de 2013.
- [44] [http://pt.wikipedia.org/wiki/Dur%C3%B4metro\\_Shore](http://pt.wikipedia.org/wiki/Dur%C3%B4metro_Shore); junho de 2013.
- [45] <http://www.ruukki.com.br/Produtos-e-solucoes/Produtos-em-aco/Acos-laminados-a-quente/A%C3%A7os-resistentes-ao-desgaste/Aco-resistente-ao-desgaste-Raex?wmode=opaque>; junho de 2013.

- [46] <http://www.renold.com/>; junho de 2013.
- [47] <http://www.metalrota.it/eng/>; junho de 2013.
- [48] ISBN 0-13-01-7706-7, Robert L. Norton, Projeto de Máquinas, Uma abordagem integrada, 2.<sup>a</sup> edição, Edições Bookman, 2006.
- [49] [https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Frolmetais.com%2Fficheiros%2Ffichas\\_tecnicas%2FFT\\_21\\_ficha\\_tecnica\\_50\\_Cr\\_V4\\_Site.docx.pdf](https://docs.google.com/viewer?url=http%3A%2F%2Frolmetais.com%2Fficheiros%2Ffichas_tecnicas%2FFT_21_ficha_tecnica_50_Cr_V4_Site.docx.pdf); junho de 2013.
- [50] Catálogo Geral, *Cilindros Y Cromados (Polígono Industrial Municipal de Dueñas, Parcela 4E 34210 Dueñas, Palência, Espanha*, 13 de maio de 2007.
- [51] Catálogo técnico de materiais para fabrico de cilindros hidráulicos, Teclena, 2012; <http://www.teclena.pt>, maio de 2013.
- [52] Catálogo técnico Hydronit, janeiro de 2012; [www.hydronit.com](http://www.hydronit.com), junho de 2013.
- [53] <http://mecindustrial.blogspot.pt/>, maio de 2013.
- [54] <http://www.oleodinamicamarchesini.com/>, junho de 2013.
- [55] <http://cudell.pt/engenharia-e-servicos/produtos>, junho de 2013.
- [56] <http://www.parker.com>, junho de 2013.
- [57] ISBN 3-8023-02366-4, P. Drexler, H. Faatz, F. Feicht, Dr.-Ing. H. Geis, Dr.-Ing. J. Morlok, E. Wiesmann Mannesmann Rexroth GmbH, Lohr am Main/R.F.A, outros, Rexroth Hydraulics, Proyecto y construcción de equipos hidráulicos, Training Hidráulico, Compendio 3, Libro de información y estudio sobre proyecto y construcción de equipos y sistemas hidráulicos, 1.<sup>a</sup> Edición, 1999.
- [58] Green Car Eco-Design, Instituto Politécnico de Setubal, Ciclo de Conferências INOVFILDA, Ciclo de Conferências INOVFILDA, 1<sup>a</sup> Conferência Energia e Ambiente, Vendas Novas, 23 de Nov. 2011.
- [59] [www.autosil.pt](http://www.autosil.pt), maio de 2013.



[60] <http://www.andersonpower.com/>, maio de 2013.

[61] <http://curtisinstruments.com/index.cfm>, junho de 2013.

[62] [www.curtisinst.com](http://www.curtisinst.com), junho de 2013.

## Bibliografia complementar

- ISO EN 2328:2011 - Garfos de elevação de veículos de transporte e elevação de cargas;
- ISO 3691-5:2009 - Segurança de carros em movimentação;
- NP EN 1726-2:2002 Parte 2 - Requisitos suplementares para carros com posto de condução elevável e carros especialmente concebidos para circular com carga em posição elevada;
- EN 1495:1997+A2+:2009/AC - *Lifting platforms - Mast climbing work platforms*, February 2010;
- EN 1495:1997+A2 - *Lifting platforms - Mast climbing work platforms*, February 2010;
- EN 414 - *Safety of machinery - Rules for the drafting and presentation of safety standards*;
- EN 294:1992, *Safety of machinery - Safety distances to prevent danger zones being reached by upper limbs*;
- EN 349:1993, *Safety of machinery - Minimum gaps to avoid crushing of parts of the human body*;
- 2005, Guia da Inspeção Geral do Trabalho: Segurança de Máquinas e Equipamentos de Trabalho;
- DL n.º 50/2005, de 25 de Fevereiro, que transpõe para o direito nacional as disposições comunitárias relativas a Equipamentos de Trabalho, Diretiva n.º 89/655/CEE, alterada pela Diretiva n.º 95/63/CE e 2001/45/CE;

- F417-031-000 (04/07), *Forklift Safety Guide, Learning the safe way to operate a forklift may save your life*, State of Washinton, DOSH - Department of Labor and Industries, Revisão: 04/01/2007;
- CONSLEG: 1989L0655 – 19/07/2001, Diretiva do Conselho de 30 de Novembro de 1989, relativa às prescrições mínimas de segurança e de saúde para a utilização pelos trabalhadores de equipamentos de trabalho no trabalho (segunda diretiva especial, na aceção do n.º1 do artigo 16.º da Diretiva 89/391/CEE); Alterada por: Diretiva 95/63/CE do Conselho de 5 de Dezembro de 1995 (30/12/1995) e Diretiva 2001/45/CE do Parlamento Europeu e do Conselho de 27 de Junho de 2001 (19/07/2001);
- Paul H. Black, *Machine Design, International Student Edition*, McGRAW-HILL International Book Company, 1968;
- António Bernaldo de Queirós, *Cálculo rápido de muelles y resortes*, Editorial Labor S.A., 1969;
- <http://www.dhfmagazin.com/index.php?sfwi=201&sfcr=&sfci=103651&sfaction=&sfameid=&sfmode=dl&sfdlid=138486>, maio de 2013;
- <http://www.genkinger-hubtex.com>, maio de 2013;
- <http://www.bubtex.com>, maio de 2013;
- <http://www.lifter.it>, junho de 2013.
- <http://www.clarktheforklift.com>, maio de 2013;
- <http://www.DHF-MAGAZIN.com>, maio de 2013;
- <http://www.jab-becker.de>, maio de 2013;
- <http://www.lenze.com>, maio de 2013;
- <http://www.layher-ag.de>, maio de 2013;
- <http://www.usetec.com>, maio de 2013;
- <http://www.swisslog.com>, maio de 2013;
- <http://www.kalmarind.de>, maio de 2013;
- <http://www.kiongroup.com>, maio de 2013;
- <http://www.stoeklin.com>, maio de 2013;
- <http://www.jungheinrich.de>, maio de 2013;
- <http://www.nacco.com>, maio de 2013;
- <http://www.crown.com>, maio de 2013;
- <http://www.cargotec.com>, maio de 2013;
- <http://www.mhi.co.jp>, maio de 2013;

- <http://www.manitou.com>, maio de 2013;
- <http://www.nissan-nfe.com>, maio de 2013;
- <http://www.komatsu.com>, maio de 2013;
- <http://helichina.com>, maio de 2013;
- <http://hcforklift.com>, maio de 2013;
- <http://www.nichiyunet.co.jp/en/>, maio de 2013;
- <http://www.toyota-forklift.de>, maio de 2013;
- <http://www.hyundai.eu>, maio de 2013;
- <http://armanni.com>, maio de 2013;
- <http://www.baka.de>, maio de 2013;
- <http://www.euroassistance.it>, maio de 2013;
- [http://www.tvh.com/newsflash/nf\\_0006\\_Chains/p/index.htm](http://www.tvh.com/newsflash/nf_0006_Chains/p/index.htm), maio de 2013;
- <http://kml-miller.de>, maio de 2013;
- <http://jetstar.en.alibaba.com>, maio de 2013;
- <http://sell.lulusoso.com/>, maio de 2013;
- <http://www.mecanarte.pt/>, maio de 2013;
- <http://www.rgpballs.com/>, maio de 2013;
- <http://www.boshrexroth.com/>, maio de 2013;
- <http://www.alwayse.co.uk/>, maio de 2013;
- <http://www.linearmotion.skf.com/>, maio de 2013;
- <http://www.fkk.com.tr/>, maio de 2013;
- <http://www.europalletsonline.eu>, maio de 2013;
- <http://www.blickle.de/>, maio de 2013
- <http://www.atech-antriebstechnik.de>, maio de 2013;
- <http://www.iskrasistemi.si/>, maio de 2013;
- <http://www.iskra-ae.fr/fra/index.php>, maio de 2013;
- <http://curtisinstruments.com/>, maio de 2013;
- <http://www.atlet.com/>, maio de 2013;
- <http://www.sigel-lacke.de>, maio de 2013;
- <http://www.atech-antriebstechnik.de>, maio de 2013;

- <http://www.wicke.com>, maio de 2013;
- <http://www.aber.pt/>, maio de 2013;
- <http://www.balseal.com>; (Dowty Polypac, Balsele, Polypac Sealing Systems Catalogue), maio de 2013;
- <http://www.allsealsinc.com/hydraulicseals.html>, maio de 2013;
- [http://www.cad.sun.ac.za/catalogs/MachineComponents/Seals/piston\\_seals.pdf](http://www.cad.sun.ac.za/catalogs/MachineComponents/Seals/piston_seals.pdf), maio de 2013;
- <http://www.seals.de/>, maio de 2013;
- <http://www.parker.com/>, maio de 2013;
- <http://www.movicontrol.pt/>, maio de 2013;
- Pomper, Vitor, *Mandos Hidráulicos en las Máquinas-Herramientas*, Editorial Blume, Barcelona, 1965;
- Óleo-Hidráulica - Automação Industrial, Gustavo Cudell, Catálogo Engenharia 2008;
- Catálogo Técnico *Rastelli Raccordi s.r.l.*, <http://www.rastelliraccordi.org/wp/>, junho de 2013;
- <http://sedis.com/>, maio de 2013;
- <http://www.greencar-ecodesign.com/>, maio de 2013;
- *Batteries for Electric Cars - Challenges, Opportunities, and the Outlook to 2020*, The Boston Consulting Group
- <http://www.daimler-technicity.de/en/f-125>, maio de 2013;
- <http://www.enersys.com>, maio de 2013;
- [info@atec-batterien.de](mailto:info@atec-batterien.de), maio de 2013;